
Mestrado Integrado em Engenharia Química

Estudo da queima de briquetes de biomassa numa caldeira

Dissertação de Mestrado

Géssika Andrea Guilherme Morgado

Desenvolvida no âmbito da unidade curricular de Dissertação

realizada em

Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Gestão Industrial - INEGI



Orientadores na FEUP:

Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho

Alexandra Maria Pinheiro da Silva Ferreira Rodrigues Pinto

Orientador no INEGI: Aida Cristina Soares Sanches



Departamento de Engenharia Química

fevereiro de 2019

Agradecimentos

“Muitos reclamam porque as rosas têm espinhos. Eu sou grata porque os espinhos têm rosas.”

Faço das palavras de Alphonse Karr, minhas. Este trabalho é aquela última volta que nos permite chegar a *pole position* e nenhum corredor chega a ela sem a sua equipa.

Com isto, vejo-me obrigada a exprimir o meu agradecimento a todos que direta e indiretamente ajudaram-me a ultrapassar esta etapa.

Primeiramente e clichés à parte, à Deus e aos meus pais, Bento e Domingas Salazar, por tudo o que sou hoje e por tudo o que alcancei. Por todo o amor e dedicação. Por serem quem são.

Aos meus irmãos e sobrinhos.

Agradeço também, ao INEGI por disponibilizar as instalações e materiais necessários para a execução deste trabalho.

Ao meu orientador, Dr. Carlos Pinho, por toda a paciência, apoio, amizade, conhecimento científico e histórico transmitido, por expandir o meu horizonte e me ajudar a perceber de onde vim e descobrir a infinidade de caminhos a seguir.

À minha orientadora, Dra. Alexandra Pinto pelo conhecimento científico.

À minha orientadora no INEGI, engenheira Aida Sanches por todo o apoio.

Ao engenheiro Vítor Ferreira do INEGI, por todo o suporte desde o primeiro momento e a todo o momento, pela paciência e prontidão a ajudar, pelas sugestões, pelo cuidado, pela atenção, pelo tempo despendido.

Às minhas irmãs adotivas, Carmen Mila, Elisabete Ferreira, Milena Centeno. Ao meu parceiro Wilson de Sousa.

Resumo

Esta dissertação realizada no âmbito da Unidade Curricular de Dissertação do ramo de Energia e Ambiente do Mestrado integrado em Engenharia Química, lecionado na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto enquadra-se nos objetivos do projeto Biomassa-AP relativamente à obtenção de biocombustíveis alternativos a partir de resíduos da biomassa e estudo do rendimento e emissões poluentes em caldeiras e salamandras.

O trabalho teve como finalidade o estudo do desempenho térmico de uma caldeira a lenha para diferentes combustíveis sólidos, seguido do estudo de taxa de queima dos materiais por meio de uma abordagem aproximativa. O material em questão compreende resíduos florestais da poda de videira e poda de kiwi e serrim de pinho, os quais foram densificados para a forma de briquetes nas instalações do Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Gestão Industrial (INEGI), local onde todos os ensaios foram realizados.

Determinou-se o rendimento térmico da caldeira de alimentação manual pelo método direto e pelo cálculo das perdas térmicas considerando-se condições aproximadas de regime permanente e deste modo concluiu-se que os briquetes produzidos a partir de poda de kiwi apresentam maior potencial para aproveitamento energético de resíduos, sendo o único a atingir valores superiores ao que é estabelecido na norma europeia EN 12809:2015, à volta de 73%.

Relativamente à qualidade da combustão baseada nas emissões gasosas, nenhum dos materiais cumpre o limite de 600 ppm estipulado na norma EN 14785:2008, mas todos cumprem o que é definido na norma EN 12809:2015, no que concerne a fração volúmica em base seca de monóxido de carbono nos gases de chaminé. A videira simples, com cerca de 4400 ppm, apresentou os piores resultados para além de uma queima lenta com muita libertação de cinzas, contrariamente ao que se verificou após mistura com serrim de pinho, com 1600 ppm. Para além da rápida ignição e temperaturas de combustão elevadas, os briquetes de mistura de videira com serrim de pinho na proporção de 5 para 1 exibiram uma redução nas emissões de CO de cerca de 40%. Para o kiwi, obtiveram-se resultados na gama dos 3500 ppm apresentando uma redução para 970 ppm após aquecimento da água de alimentação da caldeira. Todos os valores de emissões gasosas foram devidamente corrigidos para 13% (v/v) de O₂ em base seca.

Na segunda parte deste trabalho foram analisados os efeitos difusivos e cinéticos sobre a combustão das partículas. Através de um modelo matemático para a queima da partícula, suposta esférica, a tamanho constante e com redução da massa volúmica, concluiu-se que a queima se dava com controlo estritamente difusivo.

Palavras Chave (Tema): biomassa, rendimento térmico, resíduos florestais

Abstract

The present dissertation was developed for the Integrated master's degree on Chemical Engineering from the Faculty of Engineering of the University of Oporto and was carried out under the INTERREG project Biomasa AP, about the study of biofuels produced from agricultural and forestry pruning and cleaning wastes and the corresponding study of their combustion and pollutants emission performance in small domestic boilers.

In this work, the thermal performance of a domestic briquette burning boiler fed with different biofuels, as well as the corresponding combustion rates, were experimentally evaluated. The biofuels were from vine and kiwi pruning wastes and also pine wood dust. They were densified as briquettes in the Combustion Laboratory of the Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Gestão Industrial (INEGI). The combustion tests were also carried out in the same laboratory.

The thermal efficiency of the boiler was determined in steady state operating conditions, either through the direct method or through the indirect method, and the conclusion was that the best performance was achieved when burning briquettes made from kiwi pruning wastes, being this fuel the only one allowing performance data above the EN 12809:2015.

In terms of combustion hygiene, no tested fuel respected the 600 ppm limit for the gaseous emissions, as defined by the EN 14785:2008, although as far as the EN 12809:2015 was concerned, the carbon monoxide upper limits were respected by all tested fuels. The briquettes made only with vine pruning wastes were the worst performer with results around 4400 ppm, namely undergoing a rather slow combustion rate with strong ash release. Mixing it with pine dust, in 5:1 vine to pine proportion, lead to a remarkable combustion performance upgrade, reaching a CO emission reduction of 40%. The briquettes made only with kiwifruit pruning wastes, released around 3500 ppm, presenting a reduction to 970 ppm after heating the boiler feed water. All gaseous emission values were properly corrected to a reference value of 13% (v/v) O₂ on a dry basis.

In the second part of the study, the importance of the kinetic and diffusion mechanisms upon the rate of combustion of the solid particles was determined. Approximately spherical char particles were evaluated during the combustion process and through a constant size and reducing density burning particle mathematical model, it was found that the combustion was diffusionally controlled.

Keywords: biomass, thermal efficiency, forest and agricultural wastes

Declaração

Declara, sob compromisso de honra, que este trabalho é original e que todas as contribuições não originais foram devidamente referenciadas com identificação da fonte.



(Géssika Andrea Guilherme Morgado)

Porto, 11 de Fevereiro de 2019

Índice

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | Introdução..... | 1 |
| 1.1 | Enquadramento e apresentação do projeto | 1 |
| 1.2 | INEGI..... | 2 |
| 1.3 | Organização da dissertação | 2 |
| 2 | A biomassa | 3 |
| 2.1 | Descrição da biomassa em estudo | 4 |
| 2.2 | A economia e a energia em Portugal | 5 |
| 2.2.1 | Portugal e as metas de eficiência energética..... | 7 |
| 3 | Bioenergia..... | 10 |
| 3.1 | Propriedades da biomassa..... | 11 |
| 3.2 | Processamento da biomassa para processos termoquímicos | 13 |
| 3.2.1 | Briquetagem | 14 |
| 3.2.2 | Peletização..... | 15 |
| 3.3 | Processo de combustão | 16 |
| 3.3.1 | A combustão da biomassa | 16 |
| 3.3.2 | Poluentes resultantes da combustão de biomassa | 17 |
| 4 | Materiais e métodos..... | 21 |
| 4.1 | Caracterização dos combustíveis | 21 |
| 4.1.1 | Análise elementar e imediata | 21 |
| 4.1.2 | Resultados da caracterização..... | 22 |
| 4.2 | Instalação experimental | 22 |
| 4.2.1 | A caldeira..... | 22 |
| 4.2.2 | Componentes da instalação | 23 |
| 4.3 | Procedimento experimental | 27 |
| 4.3.1 | Ensaio de rendimento térmico da caldeira | 27 |
| 4.3.2 | Ensaio de taxa de queima de combustíveis sólidos | 29 |
| 5 | Resultados e discussão..... | 32 |

| | | |
|--|--|-----------|
| 5.1 | Ensaio de rendimento térmico | 32 |
| 5.1.1 | Análise de rendimento térmico..... | 35 |
| 5.1.2 | Higiene da combustão..... | 39 |
| 5.1.3 | Temperatura adiabática de chama | 43 |
| 5.2 | Ensaio de taxa de queima | 44 |
| 5.2.1 | Modelo de queima a massa volúmica constante | 46 |
| 5.2.2 | Modelo de queima a tamanho constante | 48 |
| 6 | Conclusões | 50 |
| 7 | Avaliação do trabalho realizado..... | 53 |
| 7.1 | Objetivos Realizados | 53 |
| 7.2 | Sugestões para trabalhos futuros | 53 |
| 8 | Referências | 54 |
| Anexo A - Metodologia de cálculo | | 61 |
| A.1 | Ensaio de rendimento térmico | 61 |
| A.1.1 | Caudal mássico de combustível | 61 |
| A.1.2 | Caudal mássico de gases de combustão (húmido e seco) por medição e teórico | 61 |
| A.1.3 | Equação estequiométrica de combustão | 63 |
| A.1.4 | Balanço material..... | 64 |
| A.1.5 | Rendimento térmico pelo método direto | 66 |
| A.1.6 | Rendimento térmico pelo método indireto | 67 |
| A.1.7 | Temperatura adiabática de chama | 69 |
| A.1.8 | Quantificação de poluentes..... | 70 |
| A.2 | Ensaio de taxa de queima | 71 |
| A.2.1 | Modelo de queima a massa volúmica constante | 73 |
| A.2.2 | Modelo de queima a tamanho constante | 76 |
| Anexo B - Caracterização dos combustíveis | | 78 |
| Anexo C - Instalação experimental | | 81 |
| Anexo D - Ensaios de rendimento térmico | | 83 |
| D.1 | Ensaio K(1) | 83 |

| | |
|---|-----|
| Anexo E - Ensaios de taxa de queima | 111 |
|---|-----|

Notação e Glossário

| | | |
|-----------------------------------|--|---------------------------------|
| A_c | Área da chaminé | m^2 |
| C_{fixo} | Teor de carbono fixo | % |
| C_p | Capacidade calorífica a pressão constante | $kJ \cdot K^{-1}$ |
| $c_{p,g,h.}$ | Calor específico a pressão constante de gases húmidos | $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ |
| C_s | Concentração molar a superfície da partícula | $kmol \cdot m^{-3}$ |
| D_0 | Difusividade mássica do oxigénio no ar nas condições de referência | $m^2 \cdot s^{-1}$ |
| $d_{eq,j}$ | Diâmetro equivalente no instante j | m |
| D_g | Difusividade mássica do oxigénio no ar | $m^2 \cdot s^{-1}$ |
| d_N | Diâmetro do núcleo carbonoso | m |
| e_{eq} | Excesso de ar baseado na equação estequiométrica | % |
| $erro_{g,h.}$ | Erro relativo do cálculo de caudal de gases húmidos | % |
| e_x | Excesso de ar baseado na fração volúmica de O_2 | % |
| f | Fator de correção da queima | |
| $F_{P,i}$ | Caudal molar do produto i | $kmol \cdot s^{-1}$ |
| $F_{R,i}$ | Caudal molar do reagente i | $kmol \cdot s^{-1}$ |
| h_{lv} | Calor latente de vaporização da água | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| $H_{P,i}$ | Entalpia do produto i | J |
| $H_{R,i}$ | Entalpia do reagente i | J |
| K | Inverso da resistência global reação de queima | $m \cdot s^{-1}$ |
| k_c | Constante cinética de reação heterogénea | $m \cdot s^{-1}$ |
| k_g | Coeficiente de transferência de massa por difusão | $m \cdot s^{-1}$ |
| $\dot{m}_{\text{água}}$ | Caudal mássico de água | $kg \cdot s^{-1}$ |
| $m_{ar \text{ seco},t}$ | Massa de ar seco teórico | kg |
| $\dot{m}_{ar \text{ seco},t}$ | Caudal mássico de ar seco teórico | $kg \cdot s^{-1}$ |
| $m_{c,c}$ | Massa da caldeira com cinzas | kg |
| $m_{c,v}$ | Massa da caldeira vazia (s/cinzas) | kg |
| $\dot{m}_{g,h.}$ | Caudal mássico de gases húmidos | $kg \cdot s^{-1}$ |
| $\dot{m}_{g,s.}$ | Caudal mássico de gases secos | $kg \cdot s^{-1}$ |
| M_{H_2O} | Massa molar da água | $kg \cdot kmol^{-1}$ |
| \dot{m}_p | Caudal mássico de produtos | $kg \cdot s^{-1}$ |
| $M_{P,i}$ | Massa molar do produto i | $kg \cdot kmol^{-1}$ |
| $M_{R,i}$ | Massa molar do reagente i | $kg \cdot kmol^{-1}$ |
| $n_{P,i}$ | Coeficiente estequiométrico do produto i | $kmol \cdot kg_{comb}^{-1}$ |
| $n'_{P,1}$ | Coeficiente estequiométrico do produto i para a equação real | $kmol \cdot kg_{comb}^{-1}$ |
| $n_{R,i}$ | Coeficiente estequiométrico do reagente i | $kmol \cdot kg_{comb}^{-1}$ |
| $n'_{R,i}$ | Coeficiente estequiométrico do reagente i para a equação real | $kmol \cdot kg_{comb}^{-1}$ |
| P_{amb} | Pressão ambiente | Pa |
| P_c | Pressão estática na chaminé | Pa |
| PC | Poder calorífico | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| PC_{CO} | Poder calorífico do monóxido de carbono | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| PCI | Poder calorífico inferior | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| PCI_{comb} | Poder calorífico inferior do combustível | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| PCI_{HC} | Poder calorífico inferior do hidrocarboneto | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| $P_{din,i}$ | Pressão dinâmica no ponto de medição i | Pa |
| $\dot{Q}_{carga \text{ parcial}}$ | Potência térmica a carga parcial | kW |
| \dot{Q}_{ccr} | Perdas térmicas através da superfície da caldeira | kW |
| \dot{Q}_{forn} | Potência térmica fornecida pelo combustível | kW |
| \dot{Q}_{gnq} | Perdas térmicas por gases não queimados | kW |

| | | |
|--------------------------|---|---|
| \dot{Q}_l | Perdas térmicas por calor latente | kW |
| $\dot{Q}_{plena\ carga}$ | Potência térmica a plena carga | kW |
| \dot{Q}_s | Perdas térmicas por calor sensível | kW |
| $\dot{Q}_{s.n.q.}$ | Perdas térmicas por sólidos não queimados | kW |
| $\dot{Q}_{t,máx}$ | Potência térmica máxima da caldeira | kW |
| \dot{Q}_u | Potência útil | kW |
| R | Constante universal de gases ideais | $\text{Pa}\cdot\text{m}^3\cdot\text{mol}\cdot\text{K}^{-1}$ |
| Re | Número de Reynolds | |
| $\mathcal{R}_{g,h.}$ | Constante universal dos gases húmidos | $\text{Pa}\cdot\text{m}^3\cdot\text{mol}\cdot\text{K}^{-1}$ |
| Sc | Número de Schmidt | |
| Sh | Número de Sherwood | |
| \bar{T}_{ad} | Temperatura média adiabática de chama | $^{\circ}\text{C}$ |
| $\bar{T}_{ad.est}$ | Temperatura média adiabática de chama estequiométrica | $^{\circ}\text{C}$ |
| $\bar{T}_{ad.real}$ | Temperatura média adiabática de chama real | $^{\circ}\text{C}$ |
| $T_{\text{água},e}$ | Temperatura de entrada da água na caldeira | $^{\circ}\text{C}$ |
| $T_{\text{água},s}$ | Temperatura de saída da água na caldeira | $^{\circ}\text{C}$ |
| T_{amb} | Temperatura ambiente | $^{\circ}\text{C}$ |
| T_{chama} | Temperatura de chama | $^{\circ}\text{C}$ |
| t_{cinzas} | Teor de cinzas do combustível | % |
| t_{cinzas}^{ig} | Teor de cinzas do combustível usado na etapa de ignição | % |
| T_g | Temperatura dos gases de combustão | $^{\circ}\text{C}$ |
| U_{ar} | Velocidade de escoamento do ar | $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ |
| U_i | Velocidade intersticial do ar | $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ |
| $v/v, b. s.$ | Fração volúmica em base seca | |
| w_{ar} | Humidade absoluta do ar atmosférico | $\text{kg}_{\text{água}}\cdot\text{kg}_{\text{ar seco}}$ |
| w_g | Humidade absoluta dos gases de combustão | $\text{kg}_{\text{água}}\cdot\text{kg}_{\text{ar seco}}$ |
| $x_{h,i}$ | Fração volúmica em base húmida do composto i | |
| $x_{s,i}$ | Fração volúmica em base seca do composto i | |
| $x_{i,s}^*$ | Fração volúmica corrigida em base seca do composto i | |
| $x_{O_2,s}$ | Fração volúmica de O_2 em base seca | |
| $x_{O_2,s}^*$ | Fração volúmica corrigida de O_2 em base seca | |
| y_{HC} | Fração mássica em base húmida de hidrocarbonetos | |
| y_{CO} | Fração mássica em base húmida de CO | |
| $y_{h,i}$ | Fração mássica em base húmida do composto i | |
| $y_{s,i}$ | Fração mássica em base seca do composto i | |

Letras gregas

| | | |
|---------------|--|--------------------------------|
| ε | Porosidade da amostra | |
| α | Teor de humidade no combustível equivalente a perda a 105 $^{\circ}\text{C}$ | |
| δ | Desvio padrão | |
| η | Rendimento térmico | |
| μ | Viscosidade dinâmica | $\text{Pa}\cdot\text{s}$ |
| ρ | Massa volúmica | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ |
| ϕ | Fração queimada | |
| ΔH_0 | Variação de entalpia no estado de referência T_0 | $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ |
| Δt | Intervalo de tempo | s,min,h |
| ΔT | Variação de temperatura | $^{\circ}\text{C}$ |

Índices

| | |
|----------|--------------------|
| ∞ | Longe da partícula |
| ar | Ar atmosférico |
| $b. h.$ | Base húmida |

| | |
|-------------|---|
| <i>b.s.</i> | Base seca |
| <i>EN</i> | Norma europeia |
| <i>g.h.</i> | Gases húmidos |
| <i>g.s.</i> | Gases secos |
| <i>i</i> | Combustível, componente, ponto de medição ou número de ensaio |
| <i>ig</i> | Etapa de ignição do combustível |
| <i>j</i> | Instante de tempo <i>j</i> |
| <i>P, i</i> | Produto <i>i</i> |
| <i>R, i</i> | Reagente <i>i</i> |

Lista de Siglas

| | |
|----------------------|--|
| CE | Comissão Europeia |
| CO ₂ e | Equivalência em dióxido de carbono |
| DECs | <i>Dedicated Energetic Cultures</i> - Culturas Bioenergéticas Dedicadas |
| DGEG | Direção Geral de Energia e Geologia |
| ENPRF | Estratégia Nacional de Povoamento e Repovoamento Florestal |
| FER | Fontes de Energias Renováveis |
| FMI | Fundo Monetário Internacional |
| GEE | Gases de Efeito Estufa |
| IDF | Instituto de Desenvolvimento Florestal de Angola |
| Mt CO ₂ e | Megatoneladas de CO ₂ equivalente |
| PCI | Poder Calorífico Inferior |
| PCS | Poder Calorífico Superior |
| PDE | Procedimento em caso de défice excessivo |
| PDGSFF | Programa de Desenvolvimento e Gestão Sustentável dos Recursos Florestais e Faunísticos de Angola |
| PEC | Pacto de Estabilidade e Crescimento |
| PIB | Produto Interno Bruto |
| PNAC | Programa Nacional de Alterações Climáticas |
| PRFIMMA | Programa de Relançamento da Fileira da Indústria de Madeira, Mobiliário e Afins |
| UE | União Europeia |

Lista de Figuras

| | |
|--|-----------|
| <i>Figura 2.1 - índice de dependência energética na União Europeia, 2014 - Adaptado de (EDP, 2017)</i> | <i>5</i> |
| <i>Figura 2.2 - Evolução do saldo importador de produtos energéticos entre 2006 e 2017: 2006 como ano de referência do INE para o saldo entre 2006 a 2010; 2011 como ano de referência do INE para o saldo entre 2011 e 2017 (DGEG, 2018).</i> | <i>6</i> |
| <i>Figura 2.3 - Percentagem de incorporação de renováveis no sector da eletricidade, relativamente ao consumo bruto na UE-28, em 2016 (Eurostat, 2018b).</i> | <i>8</i> |
| <i>Figura 2.4 - Contributo das fontes renováveis de energia no consumo final bruto energético em Portugal e meta anual (DGEG, 2018).</i> | <i>8</i> |
| <i>Figura 3.1 - Principais tecnologias de conversão da biomassa em produtos energéticos (Abbasi & Abbasi, 2010).</i> | <i>10</i> |
| <i>Figura 3. 2 - a) Esquema ilustrativo do modo de operação da prensa de pistão para fabrico de briquetes (van Loo & Koppejan, 2008); b) Prensa briquetadeira existente nas instalações do laboratório de combustão do INEGI.</i> | <i>14</i> |
| <i>Figura 3.3 - Esquema de Peletizadora em disco: a) Secção de Condicionamento; b) Moinho de disco para peletes. Adaptado de Richard H. Leaver, Andritz Sprout, A division of Andritz Inc, Pennsylvania e Feed Machinery, s.d.....</i> | <i>15</i> |
| <i>Figura 3.4 - Relação entre a disponibilidade de ar de combustão e temperatura na câmara de combustão</i> | <i>18</i> |
| <i>Figura 4.1 - Esquema ilustrativo da instalação</i> | <i>24</i> |
| <i>Figura 4.2 - a) Imagem termográfica da caldeira durante o ensaio; b) Sonda de temperatura na câmara inferior; c) Sondas de temperatura nas superfícies exteriores da caldeira</i> | <i>25</i> |
| <i>Figura 4.3 - a)Tubo de Pitot standard; b) Deslocamento do tubo de Pitot para os pontos de medição de $P_{din,1}$, $P_{din,2}$ e $P_{din,3}$ na conduta de exaustão dos gases.</i> | <i>29</i> |
| <i>Figura 4.4 - Medição, inserção em cesto de aço e pesagem da amostra</i> | <i>30</i> |
| <i>Figura 4.5 - Pesagem da amostra em combustão</i> | <i>30</i> |
| <i>Figura 5.1 - Rendimento térmico pelo método direto para os ensaios com melhores resultados.</i> | <i>35</i> |
| <i>Figura 5.2 - Rendimento térmico pelo método direto para os ensaios com adição do triplo da carga de combustível.</i> | <i>36</i> |
| <i>Figura 5.3 - Variabilidade do rendimento térmico e comparação com a norma EN 12809:2015.</i> | <i>38</i> |

| | |
|---|----|
| Figura 5.4 - Percentagem de perdas térmicas para os ensaios de maior rendimento. | 39 |
| Figura 5.5 - Evolução das temperaturas de gases de combustão e de chama e fração volúmica de CO em base seca corrigida com 13% de O ₂ como base de referência no ensaio K(q.1). | 41 |
| Figura 5.6 - Evolução das temperaturas de gases de combustão e fração volúmica de CO ₂ e O ₂ em base seca no ensaio K(q.1). | 42 |
| Figura 5.7- Relação entre a temperatura de chama medida e o excesso de ar durante o ensaio V(5). . | 44 |
| Figura 5.8 - Fração queimada e diâmetro equivalente ao longo do tempo para alguns ensaios. | 45 |
| Figura 5.9 - Registo fotográfico da queima de amostra de videira em três instantes distintos. | 45 |
| Figura 5.10 - Ajuste linear da evolução da resistência global à reação de combustão como função da redução do diâmetro equivalente para diferentes amostras. | 46 |
| Figura 5.11 - Ajuste polinomial da evolução da resistência global à reação de combustão como função da redução do diâmetro equivalente para diferentes amostras. | 48 |
| Figura A.1 - a) projeção frontal da redução do diâmetro do núcleo carbonoso ao longo do tempo de queima; b) projeção lateral. Adaptado de (Silva, 2018). | 76 |
| Figura B.1 - Exemplos de briquetes de: a) poda de videira; b) poda de kiwi | 78 |
| Figura B.2 - Etapa de ignição: a) Videira; b) Kiwi | 79 |
| Figura C.1 - Esquema da caldeira e respetiva cotagem (Solzaima, 2017). | 81 |
| Figura C.2 - Câmaras de combustão da caldeira em estudo (Silva, 2018). | 82 |
| Figura C.3 - Geometria da chaminé na face posterior da caldeira: a) Dimensões reais; b) Dimensões mínimas adequadas | 82 |
| Figura D.1 -Exemplo de diagrama de Sankey para o ensaio K(1). | 83 |
| Figura D.2 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio K(1). | 84 |
| Figura D.3 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio K(1). | 84 |
| Figura D.4 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O ₂ e CO ₂ , ensaio K(1). | 85 |
| Figura D.5 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO ₂ e NO e CO, ensaio K(1). | 85 |
| Figura D.6 - Evolução da temperatura superficial da caldeira, ensaio K(1). | 86 |
| Figura D.7 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio K(2). | 86 |
| Figura D.8 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio K(2). | 87 |
| Figura D.9 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O ₂ e CO ₂ , ensaio K(2). | 87 |
| Figura D.10 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO ₂ e NO e CO, ensaio K(2). | 88 |
| Figura D.11 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio K(3). | 88 |

| | |
|--|-----|
| <i>Figura D.12 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio K(3).</i> | 89 |
| <i>Figura D.13 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O₂ e CO₂, ensaio K(3).</i> | 89 |
| <i>Figura D.14 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO₂ e NO e CO, ensaio K(3).</i> | 90 |
| <i>Figura D.15 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio VP(1).</i> | 90 |
| <i>Figura D.16 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio VP(1).</i> | 91 |
| <i>Figura D.17 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O₂ e CO₂, ensaio VP(1).</i> | 91 |
| <i>Figura D.18 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO₂ e NO e CO, ensaio VP(1).</i> | 92 |
| <i>Figura D.19 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio VP(2).</i> | 92 |
| <i>Figura D.20 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio VP(2).</i> | 93 |
| <i>Figura D.21 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O₂ e CO₂, ensaio VP(2).</i> | 93 |
| <i>Figura D.22 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO₂ e NO e CO, ensaio VP(2).</i> | 94 |
| <i>Figura D.23 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio VP(3).</i> | 94 |
| <i>Figura D.24 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio VP(3).</i> | 95 |
| <i>Figura D.25 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O₂ e CO₂, ensaio VP(3).</i> | 95 |
| <i>Figura D.26 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO₂ e NO e CO, ensaio VP(3).</i> | 96 |
| <i>Figura D.27 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio V(3).</i> | 96 |
| <i>Figura D.28 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio V(3).</i> | 97 |
| <i>Figura D.29 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O₂ e CO₂, ensaio V(3).</i> | 97 |
| <i>Figura D.30 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO₂ e NO e CO, ensaio V(3).</i> | 98 |
| <i>Figura D.31 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio V(4).</i> | 98 |
| <i>Figura D.32 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio V(4).</i> | 99 |
| <i>Figura D.33 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O₂ e CO₂, ensaio V(4).</i> | 99 |
| <i>Figura D.34 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO₂ e NO e CO, ensaio V(4).</i> | 100 |
| <i>Figura D.35 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio V(5).</i> | 100 |
| <i>Figura D.36 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio V(5).</i> | 101 |

| | |
|--|-----|
| Figura D.37 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O_2 e CO_2 , ensaio V(5). | 101 |
| Figura D.38 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO_2 e NO e CO , ensaio V(5). | 102 |
| Figura D.39 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio K(q.1). | 102 |
| Figura D.40 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio K(q.1). | 103 |
| Figura D.41 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O_2 e CO_2 , ensaio K(q.1). | 103 |
| Figura D.42 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO_2 e NO e CO , ensaio K(q.1). | 104 |
| Figura D.43 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio K(t.1). | 104 |
| Figura D.44 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio K(t.1). | 105 |
| Figura D.45 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O_2 e CO_2 , ensaio K(t.1). | 105 |
| Figura D.46 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO_2 e NO e CO , ensaio K(t.1). | 106 |
| Figura D.47 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio V(q.1). | 106 |
| Figura D.48 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio V(q.1). | 107 |
| Figura D.49 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O_2 e CO_2 , ensaio V(q.1). | 107 |
| Figura D.50 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO_2 e NO e CO , ensaio V(q.1). | 108 |
| Figura D.51 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio V(t.1). | 108 |
| Figura D.52 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio V(t.1). | 109 |
| Figura D.53 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O_2 e CO_2 , ensaio V(t.1). | 109 |
| Figura D.54 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO_2 e NO e CO , ensaio V(t.1). | 110 |
| Figura E.1 - Ajuste polinomial a T_{chama} constante para: a) Ensaio Videira 1; b) Pinho/Videira 2. | 111 |

Lista de Tabelas

| | |
|--|------------|
| <i>Tabela 4.1 - Análise elementar e imediata dos combustíveis.....</i> | <i>22</i> |
| <i>Tabela 4.2 - Verificação do teor de humidade e correção do poder calorífico dos combustíveis</i> | <i>22</i> |
| <i>Tabela 5.1- Condições operatórias dos ensaios de rendimento térmico para poda de videira e kiwi. ..</i> | <i>32</i> |
| <i>Tabela 5.2- Condições de operação da segunda fase dos ensaios de rendimento térmico.</i> | <i>33</i> |
| <i>Tabela 5.3 - Resultados de caudais de gases de exaustão húmidos e secos</i> | <i>34</i> |
| <i>Tabela 5.4 Rendimento térmico pelo método direto e desvio à EN 12809:2015.....</i> | <i>37</i> |
| <i>Tabela 5.5 - Perdas de calor e rendimento térmico pelo método indireto.....</i> | <i>38</i> |
| <i>Tabela 5.6 - Teor de cinzas e fração volúmica de poluentes de acordo com a norma EN 14785:2008... </i> | <i>40</i> |
| <i>Tabela 5.7 - Fração volúmica de poluentes de acordo com a norma EN 14785:2008</i> | <i>42</i> |
| <i>Tabela 5.8 - Excesso de ar, temperatura de chama e temperatura adiabática de chama.....</i> | <i>43</i> |
| <i>Tabela 5.9 - Resultados do estudo pelo modelo de queima de partícula a p constante</i> | <i>47</i> |
| <i>Tabela 5.10 - Resultados de tempo estimado pelo modelo e experimental.....</i> | <i>47</i> |
| <i>Tabela 5.11 - Resultados do estudo pelo modelo de queima de partícula a tamanho constante.....</i> | <i>49</i> |
| <i>Tabela A.1- Equações para o cálculo dos coeficientes estequiométricos</i> | <i>64</i> |
| <i>Tabela A.2 - Equações para o cálculo dos coeficientes da equação real</i> | <i>65</i> |
| <i>Tabela B.1 - Análise elementar e imediata para o serrim de pinho e videira</i> | <i>80</i> |
| <i>Tabela E.1 - Resultados do estudo pelo modelo de queima de partícula a tamanho constante</i> | <i>111</i> |

1 Introdução

A presente dissertação foi desenvolvida na Unidade de Energia do Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Gestão Industrial - INEGI e realizada no âmbito do projeto BIOMASA-AP. O projeto BIOMASA-AP consiste numa cooperação transfronteiriça entre a Eurorregião da Galiza e Norte de Portugal e é liderada *pelo Centro Tecnológico de Eficiencia y Sostenibilidad Energética* EnergyLab, tendo como parceiros Centros de I&D galegos e portugueses.

Este projeto tem como objetivo explorar e aplicar tecnologias inovadoras de utilização da biomassa de origem agrícola e florestal disponível na eurorregião para aproveitamento energético, visando a valorização energética de resíduos de poda da viticultura, da kiwicultura e de matagais. Espera-se a obtenção e comercialização de novos biocombustíveis mais eficientes em termos energéticos e com menor taxa de emissão de gases e partículas poluentes para a atmosfera, além da otimização de equipamentos de queima como caldeiras e salamandras, permitindo a cogeração de baixa potência para aplicação doméstica e ainda uma redução de custos de gestão de resíduos sólidos provenientes da agricultura e manutenção florestal. Tal resultará na constituição de uma rede de comunicação entre os centros de investigação, indústria e mercado (EnergyLab, 2018).

1.1 Enquadramento e apresentação do projeto

A presente dissertação tem como objetivos:

- O estudo do rendimento térmico de uma caldeira de potência térmica nominal de 24 kW utilizada em instalações de aquecimento central por meio de ensaios de combustão direta de briquetes produzidos a partir de diferentes tipos de biomassa;
- Caracterização dos combustíveis sólidos usados nos ensaios de combustão direta relativamente à emissão de gases e partículas poluentes e desempenho energético para análise de viabilidade do ponto de vista ambiental;
- O estudo cinético da combustão de matéria lignocelulósica através do modelo de queima a massa volúmica da partícula constante e modelo de queima a tamanho da partícula constante;
- Caracterização simplificada do processo de combustão direta de briquetes de diferentes materiais relativamente a contribuições cinéticas e de mecanismos de transferência de massa (efeitos difusivos e convectivos).

1.2 INEGI

Fundado em 1986 a partir do Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial (DEMEGI) da FEUP, o Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial, na sua designação mais recente, exerce a sua principal atividade na área da investigação e inovação tecnológica, constituindo uma ponte entre a pesquisa e a indústria. Além da participação ativa em projetos externos, esta instituição presta serviços de consultoria científica e tecnológica.

Relativamente às Energias Renováveis e Eficiência Energética, este Centro de I&D dispõe de competências laboratoriais para o desenvolvimento conceptual e industrialização de tecnologias em áreas como Combustão, Transferência de Calor, Mecânica dos Fluidos, Eficiência Energética, Energias Renováveis, Microgeração e Cogeração numa diversificada gama de aplicações (INEGI, 2011)

1.3 Organização da dissertação

Esta dissertação encontra-se dividida em 8 capítulos. O primeiro capítulo consiste na apresentação do projeto em que este trabalho se integra e respetivos objetivos. No capítulo seguinte descrevem-se as espécies de biomassa estudadas, a sua relevância no contexto socioeconómico nacional e as potencialidades do reaproveitamento de resíduos florestais e agrícolas para fins energéticos.

O terceiro capítulo constitui uma introdução ao conceito de bioenergia, as propriedades da biomassa de maior relevância para a escolha do processo de conversão mais adequado, as técnicas mais comuns de preparação da biomassa para processos termoquímicos e finalmente, o processo termoquímico em estudo na presente dissertação.

O quarto capítulo, relativo a materiais e métodos, consiste na caracterização dos combustíveis por meio de análise elementar e imediata, na descrição da instalação experimental onde foram realizados os ensaios de combustão e ainda no desenvolvimento dos procedimentos. Segue-se o quinto capítulo onde é feita a apresentação e discussão dos resultados obtidos. No sexto capítulo relatam-se as principais conclusões com base no trabalho experimental. Finalmente, no sétimo capítulo o trabalho é criticado e avaliado relativamente aos objetivos cumpridos e são apresentadas sugestões para trabalhos futuros. O oitavo capítulo compreende a referenciação bibliográfica seguida de anexos onde se apresentam a metodologia de cálculo usada no tratamento de dados para ambos os ensaios com todas as considerações e aproximações empregues, a caracterização dos combustíveis, dados da instalação e resultados omitidos.

2 A biomassa

A energia é considerada de fonte renovável quando provém de uma fonte com restabelecimento cíclico e natural, virtualmente inextinguível, mas de fluxo limitado por fatores geográficos e climatéricos ou condições meteorológicas. Entre os principais tipos de energia de fonte renovável estão a Eólica, a Hídrica, a Geotérmica, a Solar e a da Biomassa (EIA, 2018).

A biomassa é toda matéria orgânica que direta ou indiretamente contém energia solar armazenada na sua forma química e que, ao ser processada ou queimada pode libertar calor ou gerar combustíveis gasosos ou líquidos de acordo com a tecnologia adotada. A biomassa pode incluir resíduos e subprodutos da exploração agrícola e florestal, resíduos alimentares e estrume, assim como culturas energéticas (EIA, 2018). A energia da biomassa proveniente de resíduos orgânicos cujo destino final seria deposição em aterro sanitário, tratamento em ETRS, deposição anárquica em terrenos e florestas ou queima aberta, é considerada neutra em emissão de carbono, devido ao ciclo do carbono que envolve a emissão de dióxido de carbono para a atmosfera durante a conversão da biomassa e reabsorção durante o crescimento de novos materiais bioenergéticos através de processos fotossintéticos. A versatilidade dos processos termoquímicos permite desenvolver métodos rentáveis de conversão de biomassa não lenhosa e lignocelulósica com benefícios que variam de acordo com a matéria-prima empregue fornecendo variados produtos para corresponder à demanda do mercado (DOE, 2012).

Entre as matérias-primas mais adequadas para processos termoquímicos encontram-se (DOE, 2012):

- Culturas lenhosas de curta rotação: espécies arbóreas de rápido crescimento removidas a cada 3 a 10 anos de plantio;
- Culturas herbáceas: incluem arbustos e gramíneas;
- Resíduos agrícolas: incluem folhagem, adubo e restos do processamento alimentar;
- Resíduos urbanos: de atividades domésticas, comerciais e industriais;
- Resíduos florestais: da colheita convencional, podas e serrim;
- Óleos: de origem vegetal, gorduras animais e óleos usados em frituras.

As vantagens da conversão energética da biomassa vão desde a prevenção de incêndios florestais e desenvolvimento rural até à redução da emissão de gases de efeito estufa e redução da dependência energética em fontes não renováveis (Ferreira, 2015). A biomassa, apesar dos custos elevados de transporte e armazenamento devido a baixa massa volúmica, é facilmente

colhida e armazenada para posterior obtenção de biocombustíveis, sejam estes sólidos, líquidos ou gasosos.

2.1 Descrição da biomassa em estudo

Neste trabalho, foram utilizados como combustíveis sólidos, resíduos de culturas agrícolas da Galiza e do Norte de Portugal, concretamente aparas de poda de videira e de kiwi sob a forma de briquetes e serrim de pinho. Este último foi usado apenas como um aditivo numa proporção 1:5 de modo a melhorar características físicas de briquetes de videira. Todo o material usado durante os ensaios passou por tratamentos primários como serragem, moagem e densificação no INEGI e no Instituto Politécnico de Viseu.

A videira cuja espécie mais conhecida tem a designação científica de *Vitis vinifera* L., pertence à família das *Vitaceae* consideradas árvores de pequeno porte e do tipo cipó ou trepadeira. Constitui uma das principais culturas agrícolas no Norte de Portugal e Galiza com uma ocupação territorial de cerca de 180 mil hectares para vitivinicultura e 2 mil hectares para viticultura só em Portugal, tendo uma grande relevância histórica e socioeconómica (INE, 2017a).

Relativamente à *Actinidia*, também conhecida como planta do kiwi, esta apresenta-se como arbustos altos ou trepadeiras. Portugal apresenta grande potencial de “kiwicultura” sendo o quarto maior produtor ao nível Europeu a seguir à Itália, Grécia e França em 2017 com uma produção de mais de 35 mil toneladas (Martino, s.d.). As principais regiões de cultivo são Centro, Douro Litoral, Minho e Norte de Portugal cobrindo 2 650 hectares de área superficial (INE, 2017a). Do ponto de vista socioeconómico, o cultivo do kiwi, para além de aumentar a taxa de empregabilidade nacional, tem como vantagem a possibilidade de exportação para mercados próximos que justifiquem o investimento na produção, como é o caso de Espanha que importa anualmente cerca de 100 mil toneladas (Direcção Regional de Agricultura e Pescas do Centro, 2007).

Os resíduos de atividades agrícolas têm origem em diversas etapas. No caso das práticas vitícolas e de kiwicultura, os resíduos orgânicos resultam essencialmente das podas de Inverno e Verão, sendo que para ambas espécies o destino final é o próprio campo de cultivo para posterior destroçamento e uso como fonte de matéria orgânica. Estima-se que sejam produzidas mais de 2,85 mil toneladas de resíduo por ano (Freitas, 2014). Na literatura encontra-se frequentemente uma estimativa de 2 a 5 toneladas de matéria vegetal de poda de fruteiras por hectare cultivado (Terron, 2010).

2.2 A economia e a energia em Portugal

Além da dependência financeira, historicamente Portugal apresenta uma dependência energética que, até 2009, excedia os 80% em importação devido à não exploração nacional de produtos energéticos de origem fóssil, à pouca investigação e desenvolvimento no setor das energias renováveis além de um consumo elétrico superior à produção (DGEG, 2015). A volatilidade do mercado energético afeta a estabilidade financeira de uma nação, quer seja por flutuação do poder de compra, quer seja por fatores externos que provoquem alterações no consumo de energia. Deste modo, as variações na demanda energética também podem inflacionar o custo de produtos energéticos, constituindo uma “via de dois sentidos”.

Recomendações do FMI indicavam revisões nos incentivos à investigação e desenvolvimento de tecnologias na área da energia de fontes renováveis, assim como revisões às tarifas da eletricidade produzida (Azevedo, 2013).

Assim, a crise económica aliada à dependência energética e à preocupação com as alterações climáticas, obrigaram à imposição de soluções de aplicação imediata. Em 2014, Portugal ocupou uma posição pouco favorável no que concerne à dependência energética relativamente aos restantes países da UE-28 situando-se muito acima do valor médio como mostra a Figura 2.1.

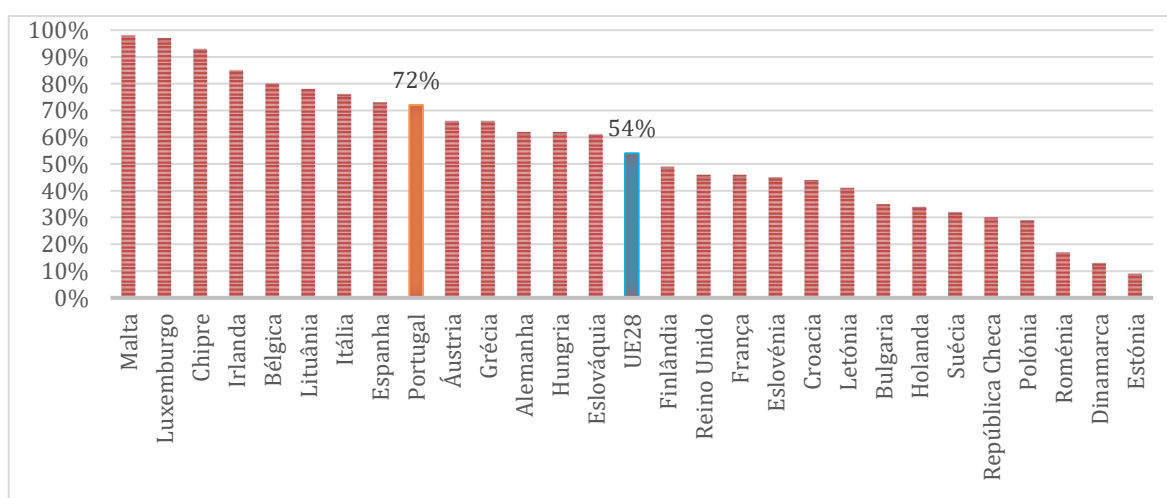


Figura 2.1 - índice de dependência energética na União Europeia, 2014 - Adaptado de (EDP, 2017)

Desde a assinatura do Protocolo de Quioto, Portugal tem desenvolvido e implementado estratégias que enfatizam a eficiência energética e a promoção de energias renováveis que apresentem um risco mínimo de redução do PIB visando o combate à necessidade de importação

de produtos energéticos, às taxas elevadas de emissão de GEE e a manutenção da segurança do fornecimento de eletricidade (Azevedo, 2013).

De acordo com a Direção Geral da Energia e Geologia (DGEG), em valores monetários, entre 2006 e 2017, o saldo importador português de produtos energéticos atingiu o seu máximo em 2008, aquando da crise económica e energética, e o seu mínimo em 2016 onde foi possível observar os efeitos positivos das reformas políticas e energéticas, como se verifica na Figura 2.2.

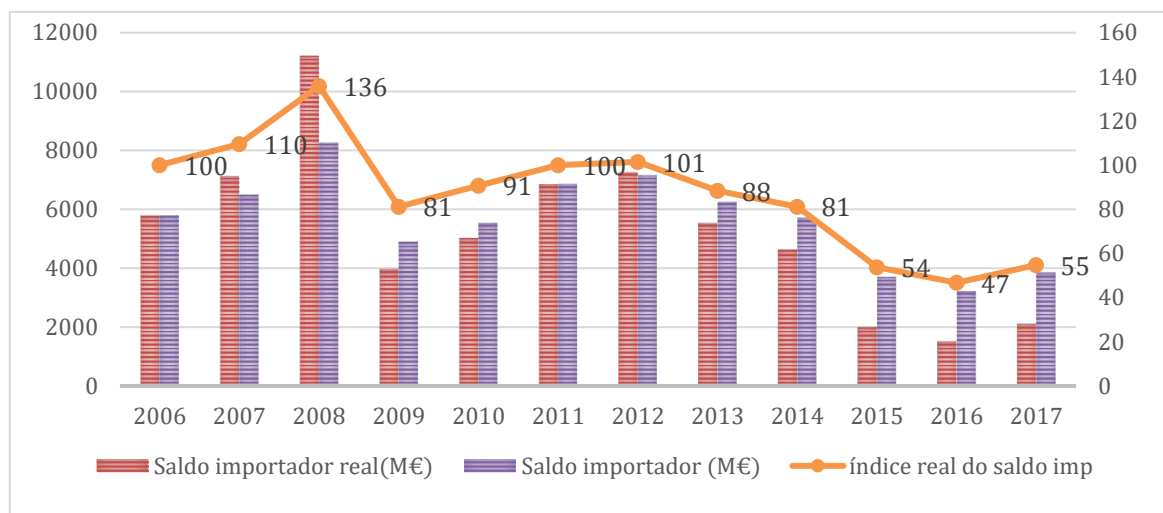


Figura 2.2 - Evolução do saldo importador de produtos energéticos entre 2006 e 2017: 2006 como ano de referência do INE para o saldo entre 2006 a 2010; 2011 como ano de referência do INE para o saldo entre 2011 e 2017 (DGEG, 2018).

É notável a redução da importação de produtos energéticos a partir de 2012 seguida de um aumento, sendo que em 2017, comparativamente ao ano anterior, registou-se um aumento generalizado das importações, quer em quantidades, quer em despesas, com destaque para os produtos refinados de petróleo, energia elétrica, hulha e gás natural. No entanto observou-se uma redução na importação de petróleo bruto, coque de carvão e antracite, biomassa e biocombustíveis.

As metas 20-20-20 estabelecem 20% de energias de fontes renováveis para consumo final, diminuição do consumo de energia primária na UE em 20% e redução de 20% na emissão de GEE relativamente aos dados de 1990 (APA, 2018). Para Portugal, de modo a garantir o cumprimento das políticas europeias, impõem-se como objetivos da Estratégia Nacional para Energia até 2020 (APA, 2018):

- Produção de 31% do consumo de energia final a partir de recursos renováveis endógenos;
- Aumento da contribuição da eletricidade produzida de FER para 60%;
- Uma quota de 10% de energia de fontes renováveis nos transportes;

- A redução da dependência energética do exterior para 74%;
- A redução do saldo importador energético em 25% (estimado em cerca de 2.000 milhões de euros).

Para além das metas e acordos, Portugal elaborou diretivas e planos estratégicos como o Programa Nacional para as Alterações Climáticas, PNAC 2020/2030, para assegurar uma redução de emissões de GEE de -18% a -23% até 2020 (68-72 megatoneladas de dióxido de carbono equivalente, Mt CO₂e) e de -30% a -40% (52,7-61,5 Mt CO₂e) até 2030, em relação a 2005 cortando em 20% as emissões de CO₂ provenientes dos transportes comparativamente a 2008 (APA, 2018).

Em 2014, o Conselho Europeu estabeleceu novas metas ambiciosas de energia e clima para 2030 sendo estas:

- 27% para a quota de energias renováveis;
- 27% para o aumento da eficiência energética;
- 10% para as interligações elétricas existentes em 2020 e 15% em 2030;
- 40% para a redução interna de emissões de GEE.

No mesmo âmbito, há ainda o comprometimento nacional com o “Roteiro Europeu de Baixo Carbono 2050” de redução de 60% das emissões até 2050, por comparação a 2008, ou cerca de 80% comparativamente aos níveis de 1990, de modo que o balanço entre as emissões e as remoções da atmosfera seja aproximadamente nulo (APA, 2018).

2.2.1 Portugal e as metas de eficiência energética

No que toca ao posicionamento de Portugal perante as previsões e metas para 2020, o país esteve bem posicionado em 2016 relativamente à incorporação de FER no sector da eletricidade com 54% do total do consumo bruto (Eurostat, 2018a) como mostra a Figura 2.3.

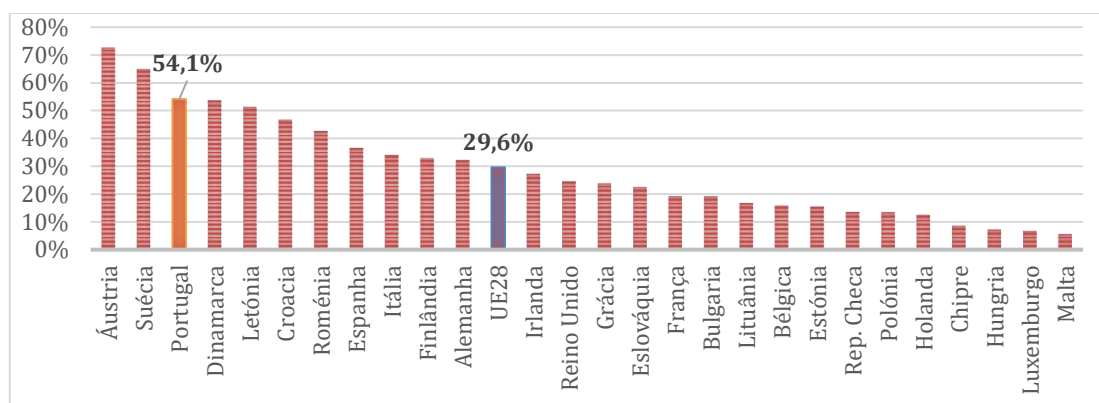


Figura 2.3 - Percentagem de incorporação de renováveis no sector da eletricidade, relativamente ao consumo bruto na UE-28, em 2016 (Eurostat, 2018b).

Segundo a Direção Geral de Energia e Geologia, a contribuição das FER no Consumo Final Bruto Energético aumentou ligeiramente desde 2013 como mostra a Figura 2.4. Em 2016, 55% da produção de energia de fonte renovável tiveram origem na biomassa. Os biocombustíveis foram responsáveis por cerca de 6% da produção de energia renovável e o solar térmico por 1,7% da produção de energia de fontes renováveis.

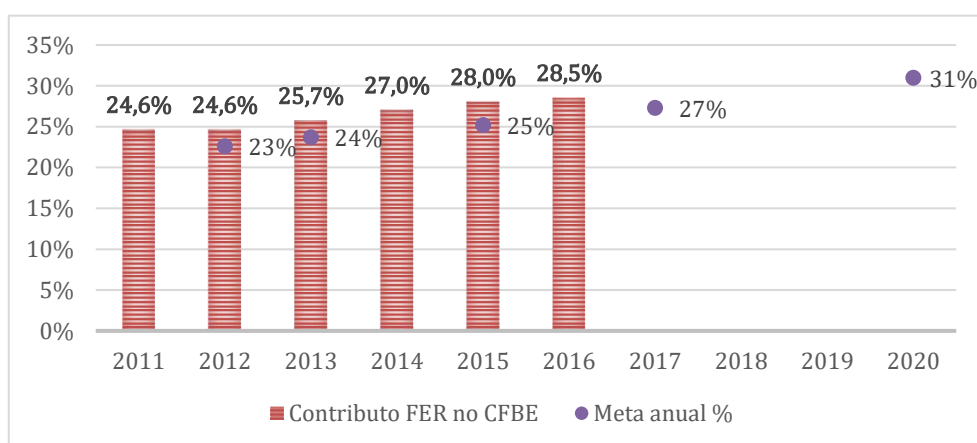


Figura 2.4 - Contributo das fontes renováveis de energia no consumo final bruto energético em Portugal e meta anual (DGEG, 2018).

Relativamente à contribuição das FER na produção elétrica nacional, em 2017 alcançou-se aproximadamente 45,5%, sendo que para o cumprimento da meta de 60% para 2020 o valor previsto para o ano de 2017 seria cerca de 55,6% (DGEG, 2018).

No que toca à meta no setor dos transportes, em 2015 a quota de energias de fontes renováveis manteve-se perto dos 7%, mas comparativamente aos anos anteriores este valor é um grande avanço uma vez que em 2014 rondava os 3,4% em 2014 (DGEG, 2018). A liberalização do mercado energético para produção de baixas e médias potências cria oportunidades a pequenos novos investimentos em fontes renováveis de energia.

A biomassa destaca-se entre as fontes renováveis de energia estando entre as três fontes de maior contribuição em Portugal. Esta pode ser de cultura energética, isto é, de plantas de rápido crescimento, tolerantes a stresses bióticos e abióticos com baixos requisitos de pré-tratamentos ou qualidade do solo, cultivadas especificamente para o efeito (Borkowska e Molas, 2013; Phitsuwan et al., 2013) ou de cultura residual, mais concretamente das sobras da exploração agrícola ou florestal. As principais culturas energéticas são designadas Bioenergéticas Dedicadas (DEcs) e incluem culturas celulósicas ricas em celulose, hemicelulose e lenhina como árvores de cultivo de curta rotação e arbustos. As espécies mais cultivadas para produção de biocombustíveis e geração de energia são o eucalipto (*Eucalyptus spp.*), o choupo (*Populus spp.*), o salgueiro (*Salix spp.*) e as oleaginosas não comestíveis, como a mamona (*Racinus communis*) e a purgueira (*Jatropha curcas*) (Ferreira, 2015).

Com a construção das novas centrais de cogeração a biomassa em Portugal, com potência instalada de 15 MW e previsão de conclusão para 2019, a demanda de biomassa atingirá valores que exigirão que o país aumente as culturas energéticas adequadas do ponto de vista técnico, económico e ambiental, e em condições ecológicas não concorrentes com culturas agrícolas de produção alimentar ou com atividades de produção florestal já consolidadas no país. Em alternativa, imporá ao país a importação de matéria prima. Em ambos os casos, estas devem ser de fácil acesso e localizadas próximas de centros produtores de biomassa de modo a facilitar o escoamento da matéria (DNFF, 2010).

De acordo com a fatura energética portuguesa do ano de 2017, Portugal exportou maioritariamente para países do Norte europeu, cerca de 593 mil toneladas de biomassa equivalentes a 75 milhões de euros em receitas, valor inferior ao obtido no ano anterior em 6%. No entanto, importou cerca de 251 mil toneladas de biomassa correspondendo a uma despesa de aproximadamente 22 milhões de euros, valor inferior ao obtido no ano anterior em 5% (INE, 2017b). Tal análise mostra uma tendência positiva na produção nacional de biomassa devido à queda nas importações, mas a queda nas exportações, causada maioritariamente pela ocorrência de incêndios florestais nos últimos dois anos e pelo maior consumo local, também pode constituir uma situação preocupante a longo prazo pela consequente redução nas receitas.

3 Bioenergia

O termo bioenergia refere-se tradicionalmente à combustão de biomassa na forma de madeira e de resíduos de origem animal ou vegetal, mas existe atualmente a classe de bioenergia moderna que inclui os biocombustíveis líquidos produzidos a partir de plantas e bagaços, o biogás produzido por digestão anaeróbica de resíduos, entre outros produtos de tecnologias de conversão mais recentes (IRENA, 2018). O processo produtivo de energia pela biomassa constitui uma rede interdependente de etapas em que o combustível utilizado deve ser obtido e pré tratado, se necessário, de acordo com os requisitos de qualidade (dimensão, teor de humidade, cinzas e impurezas) exigidos pela tecnologia de conversão final e com os custos de processamento (van Loo & Koppejan, 2008).

As tecnologias de conversão da biomassa englobam processos físico-químicos, bioquímicos e termoquímicos a partir dos quais são gerados diferentes produtos energéticos como pode ser observado no esquema da Figura 3.1:

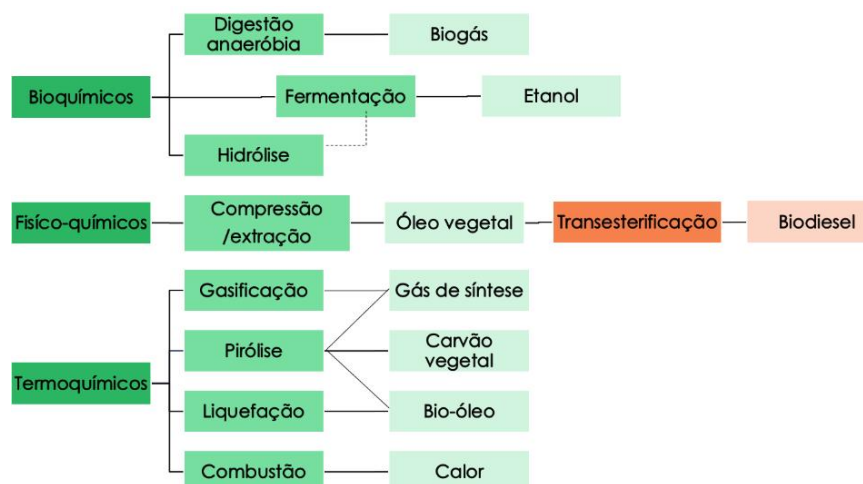


Figura 3.1 - Principais tecnologias de conversão da biomassa em produtos energéticos (Abbasi & Abbasi, 2010).

Entre os processos bioquímicos de conversão energética da biomassa mais empregues na indústria, a digestão anaeróbica (ou biometanização) e a fermentação apresentam maior maturidade tecnológica. Estas tecnologias têm como princípio, a quebra de macromoléculas orgânicas por microrganismos e enzimas gerando por fim, gases ou líquidos combustíveis.

Os processos físico-químicos têm como base, técnicas de destroçamento e compressão aliadas à extração química de óleos de resíduos sólidos oleaginosos (Kaushika, Reddy, & Kaushik, 2016).

Relativamente aos processos termoquímicos, a pirólise, a gasificação, a liquefação e a combustão são empregues para a conversão em produtos energéticos de maior poder calorífico que a matéria prima original, diferindo entre si de acordo com a presença de oxigénio e com as condições de pressão e temperatura (Panwar, Kothari, & Tyagi, 2012).

3.1 Propriedades da biomassa

A escolha do tipo de biomassa (resíduos agrícolas, florestais ou urbanos) como fonte de energia depende do estado físico em que se pretende obter e utilizar o combustível assim como a escolha da tecnologia de conversão mais eficiente depende do estado físico do combustível e das propriedades químicas inerentes à biomassa. As propriedades mais relevantes para processos termoquímicos são: o teor de humidade, o poder calorífico, massa volúmica aparente, o teor de cinzas, o teor de carbono fixo e matéria volátil e o teor de metais alcalinos. As propriedades devem ser expressas sempre com a indicação da base, húmida ou seca em que são estimadas.

Teor de humidade

O teor de humidade corresponde à razão entre a massa de água presente na biomassa e a massa total tendo grande influência no comportamento do combustível durante o processo de conversão. Processos termoquímicos exigem um teor de humidade na matéria prima inferior a 50% (mas nunca inferior a 10% em base húmida), enquanto que processos bioquímicos utilizam material com teor elevado (McKendry, 2002a).

A biomassa húmida além de apresentar menor poder calorífico, requer um maior tempo de residência para secagem nas tecnologias de gasificação e combustão. O tempo de combustão, a temperatura adiabática de chama e o caudal de gases de exaustão também são influenciados por esta propriedades obrigando a que tais parâmetros sejam previamente analisados para um correto planeamento das dimensões da caldeira (van Loo & Koppejan, 2008). O aumento de custos logísticos e a redução da durabilidade no armazenamento também são constatados.

Poder calorífico

Designa-se por poder calorífico, o conteúdo energético libertado por unidade de volume ou massa (podendo tratar-se de gás, líquido ou sólido) de matéria durante a combustão sob condições específicas, a volume ou pressão constante (Thek & Obernberger, 2012). Quando a matéria em questão contém ou liberta água durante a respetiva queima, esta propriedade distingue-se em poder calorífico superior, *PCS*, que inclui o calor latente contido no vapor libertado e é medido após condensação, e poder calorífico inferior, *PCI*, que incluindo também

o calor latente de vaporização, é estimado diretamente pelo vapor e não após a condensação (Jenkins et al., 2011). O poder calorífico inferior em base húmida depende do poder calorífico superior em base seca, o teor de humidade e teor de hidrogénio do combustível (Thek & Obernberger, 2012).

Comparativamente ao carvão betuminoso, a biomassa terá sempre menor poder calorífico, sendo assim relevante estudar aquela que permita obter o melhor rendimento térmico. A biomassa é constituída por três moléculas estruturais principais: celulose, hemicelulose e lignina sendo esta última a que apresenta maior poder calorífico devido ao maior grau de oxidação (Demirbas, 2003).

Massa volúmica aparente

A massa volúmica aparente relaciona a massa volúmica de uma partícula e a porosidade de uma carga do mesmo material, sendo uma propriedade relevante para sólidos granulados cujos interstícios se encontram preenchidos por um fluido. Para o caso da biomassa, é interessante que apresente uma massa volúmica aparente elevada que pressupõe que ocupa pouco volume e retém pouca humidade, permitindo a redução nos custos de transporte e armazenamento e um aumento do poder calorífico (McKendry, 2002a). Processos de densificação como a briquetagem e a peletização são essenciais para obtenção de um combustível sólido com maior poder calorífico uma vez que permite aumentar a massa volúmica aparente de 20-80 kg.m⁻³ de material solto até mais de 1000 kg.m⁻³ sob a forma de briquetes ou peletes (Jenkins et al., 2011).

Teor de cinzas e de metais alcalinos

Os resíduos sólidos formados em processos termoquímicos são designados cinzas. Em processos bioquímicos são também formados resíduos sólidos, geralmente em maior quantidade comparativamente aos processos termoquímicos por se tratar da porção não-biodegradável ou recalcitrante que poderia ser queimada (McKendry, 2002a).

O teor de cinzas corresponde à relação entre a massa de resíduos e a massa de combustível alimentado. Combustíveis com baixo teor de cinzas são mais adequados para processos termoquímicos por facilitar a limpeza dos equipamentos e instalações, o transporte, armazenamento e reutilização das cinzas devido à sua composição química. Os elementos mais comuns nas cinzas são o Si e os metais alcalinos Ca, K, Mg, Na e P tornando este resíduo útil como fertilizante do solo no entanto a combinação de Si, K e Na reduz a temperatura de fusão dos sólidos formando escória de silicatos que pode aderir às superfícies da caldeira, leito, tubagem e demais peças de equipamento. A presença dos metais Ca e Mg tende a reduzir a

formação dos silicatos por aumento da temperatura de fusão das cinzas (van Loo & Koppejan, 2008).

Teor de carbono fixo e matéria volátil

O teor de matéria volátil de um combustível sólido consiste no efluente gasoso libertado após o aquecimento à temperatura de 900 °C por 7 minutos em condições de ausência de ar de acordo com a norma EN 15148. O carbono fixo é a massa remanescente após a libertação dos voláteis e livre de cinzas (McKendry, 2002a). O carbono fixo encontra-se em maior concentração na biomassa lenhosa comparativamente à não lenhosa, mas o teor de voláteis não varia tanto, estando entre 70 e 86% (m/m) em lenhosas e 70 e 84%(m/m) em herbáceas, em base seca (Thek & Obernberger, 2012).

3.2 Processamento da biomassa para processos termoquímicos

Uma das maiores limitações do uso da biomassa para conversão energética é a sua baixa massa volúmica aparente, o que além de implicar um maior custo de transporte e armazenamento, dificulta os processos termoquímicos devido à alimentação irregular e consequentemente reduz a eficiência processual. O pré-tratamento da biomassa é feito por densificação através de diversas técnicas como a prensagem, extrusão, briquetagem e peletização, sendo as duas últimas as mais comuns para a compactação de partículas finas de madeira em materiais sólidos homogêneos para aproveitamento energético (van Loo & Koppejan, 2008; Tumuluru et al., 2010).

A composição química da biomassa inclui proteínas, amido, gorduras, cinzas, celulose, hemicelulose e lignina. Em condições de elevada temperatura e pressão, a lignina, apresentando uma temperatura de fusão à volta de 140 °C, amolece e atua como ligante natural nos processos de briquetagem e peletização (Tumuluru et al., 2010).

Segundo a norma austríaca ÖNORM M 7135, os briquetes devem ser cilindros de diâmetro entre 40 e 120 mm e até 400 mm de comprimento com um teor de cinzas inferior a 0,5%(m/m) e um *PCI* superior a 18 MJ.kg⁻¹ em base seca. No caso dos péletes, estes devem ter entre 4 e 10 mm de diâmetro e um comprimento inferior a 5×*D* além das mesmas restrições para teor de cinzas e *PCI* atribuídas para os briquetes.

As vantagens do uso de briquetes e peletes em processos termoquímicos assentam na uniformização de tamanhos e formas melhorando características processuais como o poder calorífico, a emissão de partículas e a facilidade de carregamento de dispositivos de queima.

As desvantagens estão relacionadas com a possibilidade de formação de escória no caso da biomassa (Tumuluru et al, 2010).

A técnica de briquetagem de material disperso (sob a forma de serrim, por exemplo) apresenta uma relação custo-benefício mais favorável relativamente à peletização pois a biomassa não exige um tratamento preliminar e pode ser realizada no local de colheita para produção de energia, além de apresentar menores custos de investimento e manutenção. Os péletes são comumente usados como combustível doméstico, com ainda pouca presença em aplicações de larga escala (indústria e comércio). Os peletes permitem a alimentação automática de fornos e caldeiras e podem ser usados em centrais energéticas como substituto do carvão (van Loo & Koppejan, 2008;Tumuluru et al., 2010).

3.2.1 Briquetagem

A técnica de briquetagem de material disperso geralmente utiliza prensas de pistão hidráulicas ou mecânicas, prensas de rolos e extrusoras de parafuso (simples, cônicas ou aquecidas) sem a necessidade de adição de ligantes no caso da biomassa, permitindo a transformação de partículas de maiores dimensões e com maior teor de humidade, em blocos adequados para queima em fornos, caldeiras e fogueiras (Tumuluru et al.,2010). A prensa de pistão hidráulica é a máquina mais usada pela elevada capacidade de produção, condições menos restritivas de alimentação, relativamente às prensas de pistão mecânicas, e por já existirem no mercado opções para briquetagem em contínuo (Tumuluru et al., 2010). A energia é transmitida por um motor elétrico para o pistão através de um sistema de óleo hidráulico de alta pressão. O material é acondicionado no reservatório, varrido e pré-compactado no cilindro primário para posteriormente ser comprimido no cilindro principal de onde é ejetado (Eriksson & Prior, 1990). O esquema seguinte representa uma prensa de pistão.

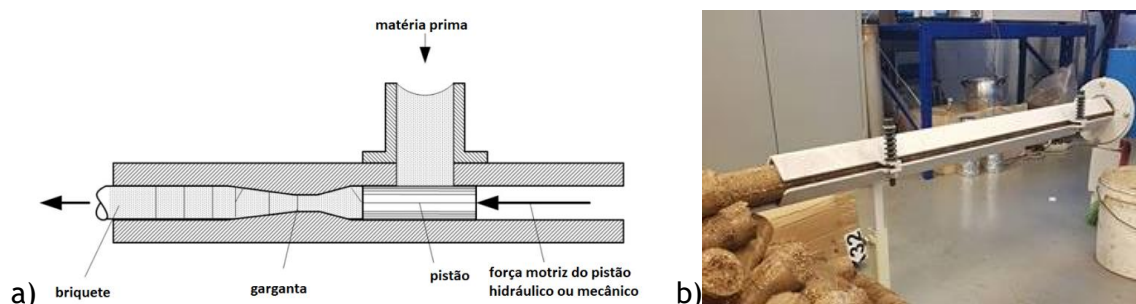


Figura 3. 2 - a) Esquema ilustrativo do modo de operação da prensa de pistão para fabrico de briquetes (van Loo & Koppejan, 2008); b) Prensa briquetadeira existente nas instalações do laboratório de combustão do INEGI.

Comparativamente às extrusoras de parafuso, as prensas de pistão apresentam um baixo consumo energético, mas a qualidade dos briquetes é muito inferior. Prensas parafuso, também chamadas de extrusoras, permitem o fabrico de briquetes mais densos e homogêneos, aplicáveis à gasificação, com melhor performance de ignição e combustão devido ao orifício central feito pelo parafuso, de forma contínua e não em partidas como a maior parte das briquetadeiras, para além de exigirem manutenção menos frequente (Grover & Mishra, 1996).

3.2.2 Peletização

A técnica de peletização consiste na compressão do material direccionada por meio de rolos rotativos para uma matriz de orifícios dispostos em um disco ou anel estático, ou em equipamentos mais modernos, o oposto, em que os rolos são estáticos e o disco ou anel é rotativo. Tanto nas prensas peletizadoras em disco como em anel, a matéria prima passa pela etapa de acondicionamento onde é adicionado vapor e/ou um ligante e a temperatura na câmara é elevada à valores geralmente acima dos 95°C, para o aumento da durabilidade dos peletes produzidos por amolecimento do amido contido na biomassa e compactação (Tumuluru et al., 2010). Após o acondicionamento ocorre a etapa de peletização seguida de arrefecimento uma vez que o material sai da câmara de peletização ainda quente.

A capacidade de produção das prensas pode variar entre 0,1 a 10 toneladas por hora (van Loo & Koppejan, 2008). O esquema da Figura 3.3 representa uma peletizadora em disco.

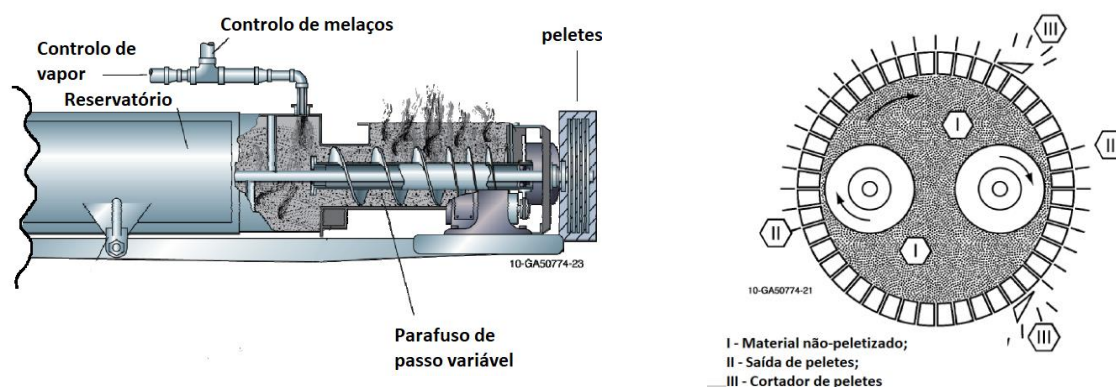


Figura 3.3 - Esquema de Peletizadora em disco: a) Secção de Condicionamento; b) Moinho de disco para peletes. Adaptado de Richard H. Leaver, Andritz Sprout, A division of Andritz Inc, Pennsylvania e Feed Machinery, s.d..

3.3 Processo de combustão

Nesta secção são descritas as fases que constituem o processo de combustão, os principais poluentes resultantes da queima de biomassa.

3.3.1 A combustão da biomassa

O processo termoquímico de combustão apesar de aparentemente simples, consiste numa das tecnologias de conversão energética com mais dificuldades de implementação devido à elevada cinética reacional e complexidade dos mecanismos reacionais apresentando uma libertação de calor elevada e de difícil controlo. Em TNO (1992), estipula-se como temperatura mínima requerida para a ignição da biomassa, cerca de 550 °C, constituindo a fase mais difícil do processo. Uma vez em combustão, outro empecilho envolve o controlo térmico de todo o processo de modo a garantir temperaturas suficientemente elevadas e garantir posteriormente a extinção adequada da chama (Quaak et al., 1999).

Estima-se que os rendimentos térmicos da combustão da biomassa encontram-se a volta dos 65% em fornalhas de dimensionamento e isolamento mal-executados tendo como base o poder calorífico inferior do combustível em base húmida (ou tal como recebido) (Quaak et al., 1999).

A combustão é dividida em etapas, com a ignição como etapa preliminar e quatro etapas principais cuja relevância depende do tipo de combustível e respetivas propriedades. São estas:

Ignição

A reação de combustão consiste na reação de oxidação entre combustível e comburente. O aumento da temperatura da mistura até a temperatura mínima de auto-inflamação ou de ignição permite que a reação de oxidação passe a ser uma reação de combustão viva. A determinação da temperatura de ignição espontânea é de elevada importância para adequação das medidas de segurança no armazenamento, manuseamento e transporte além do projeto de sistemas de queima. Para se alcançar a ignição a uma temperatura inferior à temperatura de auto-inflamação, podem ser usadas fontes de calor como faíscas, sólidos incandescentes ou filamentos eletricamente aquecidos num volume mínimo de mistura comburente/combustível que permitam a propagação da frente de chama (Pinho, 2011).

Secagem

Após a ignição, ocorre a baixas temperaturas a evaporação da humidade presente no combustível, a qual provoca um abaixamento da temperatura no interior da câmara de combustão, retardando o processo de ignição uma vez que este processo consome uma parte, que pode ser significativa, da energia libertada durante a combustão. Por esta razão, o uso de

combustível com teores de humidade superiores a 60% em base húmida, em sistemas de queima de biomassa, não é exequível (van Loo & Koppejan, 2008).

Pirólise

Também conhecida como desvolatilização, esta etapa consiste na degradação térmica do combustível em ausência de um agente oxidante a temperaturas acima dos 473 K, resultando principalmente em gases de baixo peso molecular, carvões e alcatrões. Em combustíveis com elevado teor de oxigénio, como é o caso da biomassa, CO e CO₂ são emitidos em quantidades apreciáveis. A taxa de desvolatilização sofre um decréscimo entre 673 e 773 K onde uma grande fração de voláteis já foi libertada, mas ainda se observa a degradação de compostos complexos como a lignina (van Loo & Koppejan, 2008).

Queima dos resíduos sólidos

Aos carvões e alcatrões atribui-se a designação de resíduos sólidos carbonosos por serem constituídos por carbono e cinzas e, em menores quantidades, hidrogénio, oxigénio, azoto e enxofre (Coelho & Costa, 2007). Johnson (1994) mostra a influência da presença de resíduo carbonoso e cinzas na redução de monóxido de azoto formado durante a combustão, agindo como um catalisador da reação com monóxido de carbono. O processo de combustão finaliza com a oxidação do resíduo carbonoso e a retenção das cinzas.

3.3.2 Poluentes resultantes da combustão de biomassa

Alguns autores afirmam que não é totalmente correto considerar a biomassa como um combustível neutro em emissões de CO₂ após uma análise de ciclo de vida completa e detalhada. No entanto, a diferença entre o impacto ambiental causado pela biomassa comparativamente aos combustíveis fósseis é abismal quando as fases de prospeção e exploração são tidas em conta (van Loo & Koppejan, 2008).

As emissões em sistemas de combustão de biomassa podem dividir-se em emissões por queima completa e emissões por queima incompleta de acordo com a disponibilidade de ar para combustão e a temperatura na câmara. A Figura 3.4 representa a evolução da temperatura de combustão como função da disponibilidade de ar.

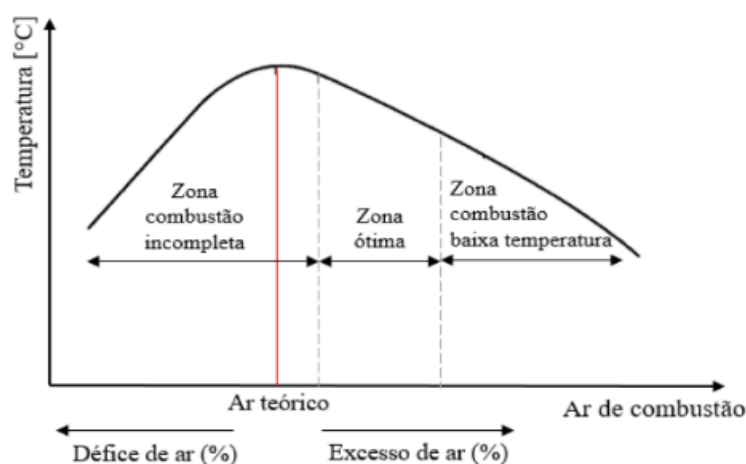


Figura 3.4 - Relação entre a disponibilidade de ar de combustão e temperatura na câmara de

A seguir encontram-se sucintamente descritos os principais poluentes emitidos de acordo com a queima.

3.3.2.1 Emissões por queima completa

A queima completa ocorre quando há a oxidação total de todos os átomos de carbono do material combustível. Os principais poluentes emitidos são o dióxido de carbono, óxidos de azoto e de enxofre e material particulado como se descreve a seguir.

Dióxido de carbono (CO_2): constitui o principal produto de combustão, relacionado diretamente com o teor de carbono no combustível.

Óxidos de azoto (NO_x): em reações de combustão, monóxido e dióxido de azoto (NO e NO_2) e o óxido nitroso (N_2O), são designados conjuntamente por NO_x . O NO origina-se segundo três mecanismos diferentes designando-se por isso como NO_x combustível, NO_x térmico e NO_x imediato. Para a combustão de biomassa, o NO_x gerado pelo mecanismo do combustível apresenta a maior contribuição nas emissões de óxidos de azoto (Nussbaumer, 2003). Os referidos mecanismos de formação dos NO_x são muito sucintamente:

i) Mecanismo do combustível: os compostos azotados intermediários mais importantes na queima do combustível são o amoníaco (NH_3) e o ácido cianídrico (HCN). Em misturas combustível-comburente pobres (com excesso de ar), a combustão é oxidante e os compostos azotados são convertidos a NO . Em misturas ricas (excesso de combustível) em que a combustão é redutora, o NO reage com o NH_3 e o HCN formando azoto molecular (Nussbaumer, 2003; van Loo & Koppejan, 2008);

ii) Mecanismo térmico: o azoto presente no ar reage com radicais O^* formando NO a temperaturas acima dos 1300 °C. Em sistema de queima de biomassa, as temperaturas são mais baixas dificultando a ocorrência deste mecanismo (van Loo & Koppejan, 2008). Este mecanismo também é conhecido como mecanismo de Zeldovich (Glassman, 1977);

iii) Mecanismo imediato: também conhecido como mecanismo de Fenimore, este consiste na reação quase instantânea entre o azoto do ar e radicais de hidrocarbonetos (HC^*) formando HCN, que pode posteriormente dar origem a NO, e em misturas ricas, poderá seguir o mecanismo do combustível, uma vez que este depende da concentração de hidrocarbonetos (Coelho & Costa, 2007 ; van Loo & Koppejan, 2008).

Óxidos de enxofre (SO_x): Coelho e Costa (2007) afirmam que praticamente todo o enxofre presente no combustível reage com O_2 sendo convertido a SO_2 e apenas uma porção insignificante é convertida a SO_3 a temperaturas mais baixas. Apesar de o teor de enxofre em combustíveis lenhosos ser geralmente muito baixo, durante a queima há grande probabilidade de formação de vapores de SO_x que por apresentarem um baixo ponto de condensação (≈ 150 °C) podem formar ácidos e provocar corrosão de peças de equipamento sendo por isso importante que a temperatura dos gases de chaminé seja elevada.

Partículas (PM_x): processos de combustão de biomassa resultam em índices de emissão de material particulado que podem ultrapassar os $50 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ a 11 % (V/V) O_2 , entre PM_{10} e PM_1 (Nussbaumer, 2003). A Diretiva 2008/50/CE apresenta a definição de valores limites, limiares e valores alvo para os poluentes atmosféricos, sendo que o valor limite diário de PM_{10} para proteção da saúde humana é de $50 \text{ }\mu\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$, e não pode ser excedido mais do que 35 dias em cada ano civil. Coelho e Costa (2007) agrupam as partículas emitidas durante a combustão em fuligem e cenosfera (resíduos essencialmente constituídos por carbono e cinzas).

3.3.2.2 Emissões por queima incompleta

A queima incompleta ocorre quando não há comburente suficiente para permitir a oxidação total do carbono. Esta resulta na emissão de poluentes como óxidos de enxofre, hidrocarbonetos, o monóxido de carbono e material particulado, sendo os dois últimos, aqueles que apresentam maior relevância.

Monóxido de carbono (CO): constitui o produto intermediário mais importante na combustão, sendo a oxidação a CO_2 dependente da disponibilidade de oxigénio e a taxa de conversão, dependente da temperatura na câmara. Os níveis de CO em sistemas de queima de pequena escala tendem a ser muito superiores aos observados em sistemas de grande escala uma vez que as condições ótimas de funcionamento são mais difíceis de serem atingidas. Um excesso de ar muito elevado provoca redução da temperatura na câmara de combustão dificultando a

queima completa, assim como um valor muito baixo deste parâmetro impede a adequada mistura entre combustível e comburente (van Loo & Koppejan, 2008).

Partículas (PM_x): Partículas emitidas por queima incompleta podem ser carvões e cinzas, alcatrões (hidrocarbonetos pesados condensados) ou fuligem. As emissões destas partículas também dependem da disponibilidade de oxigénio, temperatura e tempo de residência no interior da câmara de combustão.

4 Materiais e métodos

Neste capítulo é feita a caracterização dos combustíveis utilizados por análise elementar e análise imediata assim como a descrição da instalação experimental.

4.1 Caracterização dos combustíveis

4.1.1 Análise elementar e imediata

A análise elementar é uma técnica destrutiva de determinação da fração mássica ou volúmica dos elementos químicos contidos numa mistura. A análise imediata consiste em processos de separação dos componentes em misturas heterogéneas e homogéneas. Nesta dissertação, ambas as análises aos briquetes de poda de videira e de kiwi foram realizadas no Centro para Valorização de Resíduos (CVR) e no Laboratório de biomassa da Universidade de Vigo.

O poder calorífico dos diferentes materiais foi determinado utilizando um calorímetro isoperibólico (temperatura da superfície que contacta com a mistura mantém-se constante ao longo do processo) de modelo *AC 500* de marca *LECO* que quantifica o calor gerado durante a combustão total em ambiente controlado. Os resultados obtidos foram expressos em MJ.kg^{-1} em base seca e devidamente convertidos tendo em conta o teor de humidade segundo a equação (4.1).

$$PCI_{b.h.} = PCI_{b.s.}(1 - \alpha) - \alpha \cdot h_{lv, 25^\circ\text{C}} \quad (4.1)$$

Onde $PCI_{b.h.}$ é o poder calorífico inferior em convertido para base húmida, $PCI_{b.s.}$ é o poder calorífico inferior expresso em base seca, α é o teor de humidade no combustível e $h_{lv,25^\circ\text{C}}$ é o calor latente de vaporização da água a 25°C correspondente a 2442 kJ.kg^{-1} .

Importa referir que a análise de uma amostra de cada espécie pode não ser representativa de todos os briquetes utilizados ao longo da dissertação. Por esta razão, optou-se por estimar o teor de humidade do material usado em cada um dos ensaios uma vez que este parâmetro pode ser facilmente afetado pelas condições e pelo tempo que o combustível fica armazenado. O teor de humidade após verificação foi usado para conversão do PCI para base húmida e demais cálculos que envolvem a fração mássica de água no combustível.

4.1.2 Resultados da caracterização

Na Tabela 4.1 encontram-se os resultados das análises de caracterização dos materiais. Os valores obtidos para a mistura de serrim pinho e poda de videira foram estimados com base numa média ponderada das análises feitas a cada um dos materiais em separado, sendo estes apresentados na Tabela B.1 do Anexo B -.

Tabela 4.1 - Análise elementar e imediata dos combustíveis

| <i>Combustível</i> | <i>Poda de videira</i> | <i>Poda de kiwi</i> | <i>Pinho/vide (1:5)</i> |
|-------------------------------|------------------------|---------------------|-------------------------|
| <i>Carbono (b.s.) [%]</i> | 47,0 | 46,1 | 47,7 |
| <i>Hidrogénio (b.s.) [%]</i> | 6,20 | 6,60 | 6,34 |
| <i>Oxigénio (b.s.) [%]</i> | 46,1 | 45,8 | 45,2 |
| <i>Azoto (b.s.) [%]</i> | 0,60 | 1,25 | 0,70 |
| <i>Enxofre (b.s.) [%]</i> | 0,05 | 0,27 | 0,04 |
| <i>Perda a 105 °C [%]</i> | 10,3 | 9,9 | 10,4 |
| <i>M.Volátil a 900 °C [%]</i> | 69,5 | 66,7 | 70,8 |
| <i>Cinzas a 550 °C [%]</i> | 3,20 | 3,50 | 2,67 |
| <i>Carbono Fixo [%]</i> | 17,0 | 19,9 | 16,1 |

Para verificação do teor de humidade nos combustíveis nos dias de ensaio experimental, foi usada uma estufa laboratorial de modelo *FD115* de marca *Binder*, recorrendo-se à secagem a 100 °C durante 24 horas e pesagem seguida de nova secagem durante mais 24 horas para garantir estabilização da massa.

Tabela 4.2 - Verificação do teor de humidade e correção do poder calorífico dos combustíveis

| <i>Combustível</i> | <i>Poda de videira</i> | <i>Poda de kiwi</i> | <i>Pinho/vide (1:5)</i> |
|--|------------------------|---------------------|-------------------------|
| <i>PCS (b.s.) [MJ.kg⁻¹]</i> | 19,03 | 19,07 | - |
| <i>PCI (b.s.) [MJ.kg⁻¹]</i> | 17,71 | 16,15 | 17,94 |
| <i>Teor de humidade* [%]</i> | 10,97 | 11,10 | 10,44 |
| <i>PCI (b.h.) [MJ.kg⁻¹]</i> | 15,60 | 14,09 | 15,81 |

4.2 Instalação experimental

4.2.1 A caldeira

A caldeira cujo rendimento foi estudado para diferentes combustíveis é de modelo SMZ IW de potência térmica nominal de 24 kW, da marca *Solzaima*, de alimentação manual, para aquecimento de água em aplicações de aquecimento central e uso doméstico (Solzaima, 2017).

Trata-se de uma caldeira aquotubular (água circula no interior dos tubos) com queima em leito fixo, de chama invertida, com circulação do comburente em sentido descendente. Segundo o fabricante, o princípio de funcionamento da caldeira baseia-se na gaseificação da biomassa seguida de combustão (Silva, 2018). A câmara de combustão é dividida em secções superior e inferior providas de canais de entrada de ar primário e secundário respetivamente. O combustível é inserido na câmara superior onde ocorre a secagem e posterior libertação de voláteis do material (Solzaima, 2017). Na fase de ignição o canal inferior deve permanecer aberto de modo a permitir a entrada de ar em ambas as secções da caldeira. Ao atingirem-se temperaturas na chaminé superiores a aproximadamente 70°C, o canal inferior deve ser fechado provocando a inversão da chama e a passagem dos gases libertados para a câmara inferior, permitindo assim a redução do excesso de ar, o aumento da temperatura na câmara e promovendo a combustão do material e dos gases. A caldeira dispõe ainda de um extrator de fumos por sucção diretamente ligado à câmara inferior que trabalha de acordo com o nível de potência imposto pelo sistema com portas fechadas. Este sistema passa à condição máxima de rotação ao detetar a abertura da porta da câmara superior.

O aquecimento da água é feito na zona de permuta térmica da caldeira entre a corrente de gases de exaustão que sai da câmara inferior para a chaminé (acima da câmara superior) e uma corrente de água fria que entra pela tubagem disposta por baixo da câmara inferior e sai pelo orifício adjacente à saída dos gases, sendo assim um sistema de passagem única em cocorrente.

4.2.2 Componentes da instalação

A instalação destinada aos ensaios de rendimento da caldeira e ensaios de taxa de queima de biomassa consiste numa caldeira doméstica de aquecimento de água por queima de material lenhoso, devidamente instrumentada como se detalhará mais adiante, e ainda num equipamento complementar destinado à produção de briquetes. A parte principal da instalação consta pois da referida caldeira e de todos os equipamentos que reportam diretamente ao sistema de aquisição programado em *software DasyLab* e instalado no computador do laboratório, e de uma parte secundária que admite apenas os equipamentos de medição não ligados ao sistema de aquisição. Na Figura 4.1 encontra-se representado o esquema geral da instalação.

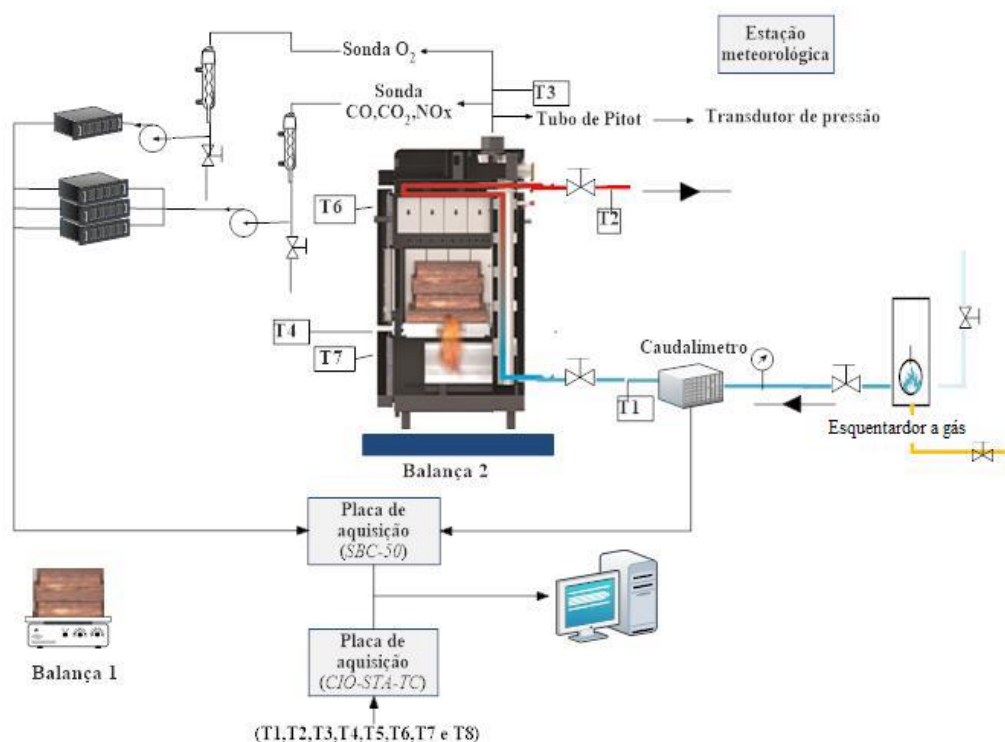


Figura 4.1 - Esquema ilustrativo da instalação

Medidor de caudal

O caudal mássico de água durante os ensaios foi medido por meio de um medidor de caudal tipo Turbina, modelo DFC.9000.100 da marca *Parker*, dispositivo de baixo custo e elevada precisão, para além de ser adequado para fluidos pouco viscosos e sem partículas em suspensão. Este caudalímetro encontra-se ligado a uma placa de aquisição de dados SBC-50 através da qual transmite o sinal analógico numa frequência de 1 Hz, para o devido registo e leitura no computador.

Analísadores

Foram utilizados no total, quatro analisadores de gases de exaustão:

- Oxigénio (O_2): Analisador paramagnético modelo 8000M da marca *Signal*;
- Monóxido de carbono (CO): Analisador infravermelho modelo MGA3000 de marca *ADC*;
- Dióxido de carbono (CO_2): Analisador infravermelho modelo 7000FM de marca *Signal*;
- Óxidos de azoto (NO e NO_2): Analisador por quimiluminiscência modelo MIR 9000CLD de marca *Environnement S.A.*

Assim como no caso do medidor de caudal, o sinal analógico gerado pelos analisadores é transmitido por meio de uma placa de aquisição SCB-50 e registado a uma frequência de aquisição de 1 Hz no computador. De modo a aumentar o caudal de amostragem lido e a rapidez

de resposta do analisador de oxigénio, foi instalado um circuito de duas bombas em paralelo ligadas a duas sondas distintas (uma apenas para o O_2 e outra para os restantes gases). A cada uma das sondas foi ligado um condensador para a remoção da água contida nos gases de exaustão permitindo que os dados registados fossem sempre em base seca.

Sondas de temperatura

A medição da temperatura nas zonas húmidas da caldeira (entrada e saída de água, câmara inferior e chaminé) foi feita com recurso a termopares tipo K, com bainha para proteção contra os efeitos da histerese termoelétrica (que podem dar-se entre 200 e 600 °C em ligas Ni-Cr) e da humidade. Em zonas secas, superfícies externas, os termopares tipo K eram não encamisados. Todos os sinais foram transmitidos através de uma placa *CIO-STA-TC* e devidamente registados a cada segundo pelo sistema de aquisição. A escolha do posicionamento dos diferentes termopares foi baseada em análise de imagens termográficas obtidas com uma máquina modelo *b60* de marca *Flir*. Foi assim possível distinguir as regiões de maior perda de calor durante o funcionamento da caldeira em trabalhos passados realizados no âmbito do mesmo projeto. Na Figura 4.2 é possível observar as regiões de maior perda térmica na caldeira e a alocação de diferentes sondas de temperatura.

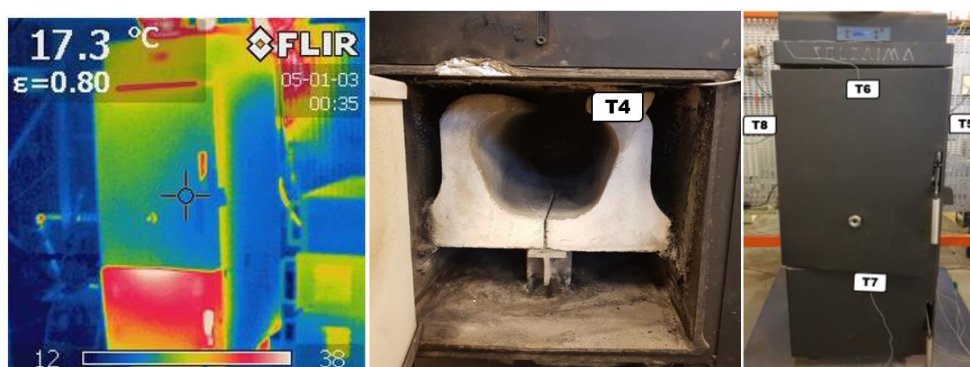


Figura 4.2 - a) Imagem termográfica da caldeira durante o ensaio; b) Sonda de temperatura na câmara inferior; c) Sondas de temperatura nas superfícies exteriores da caldeira

Briquetadeira

A máquina utilizada para o fabrico dos briquetes estudados é uma prensa hidráulica de pistão de marca *CO.MA.FER* e modelo *DINAMIC 70* projetada para produzir briquetes cilíndricos com um diâmetro de 55 mm e comprimento máximo de 400 mm a uma pressão máxima de compactação de 570 Bar, a partir de serrim ou estilhas de madeira com teor de humidade entre 8 e 17% (*CO.MA.FER*, 2017).

Estação meteorológica

Em todos os ensaios foram registadas manualmente dados das condições de pressão, temperatura e humidade absoluta do ar no laboratório lidos numa estação meteorológica de marca *Vaisala*, modelo PU301.

Tubo de Pitot standard e medidor de pressão

O tubo de Pitot standard na instalação foi inserido na tubagem da chaminé através de um orifício com a tomada de pressão total alinhada com o escoamento dos gases e fixado no exterior com uma placa para permitir o deslocamento do dispositivo no interior da conduta para medição da pressão de estagnação, P_{estg} e da pressão estática, P_{est} em diferentes pontos. Ao tubo de Pitot foi conectado um manómetro digital de marca *TSI Alnor* e modelo *EBT730* para registo manual da pressão estática da chaminé, P_{cham} e pressão dinâmica do escoamento, P_{din} em pontos representativos do centro e proximidade da parede.

Balanças

Toda a biomassa adicionada à caldeira durante os ensaios foi previamente pesada utilizando a balança digital de marca *Kern* e modelo *EW6000-1M*. Sob a caldeira foi instalada uma balança de marca *Gram* e modelo *Tortuga GL1500* para estimativa do teor de cinzas de cada um dos combustíveis por diferença entre a massa pós-ensaio e pós-limpeza.

Medidor de humidade sem fio

Para medição da humidade absoluta dos gases de exaustão foi utilizado um psicrómetro digital da marca *Extech* e modelo *MO297*. Este é composto por um termómetro de bolbo seco e um termómetro de bolbo húmido (envolto em um tecido molhado) que medem a temperatura do ar em simultâneo. A evaporação que ocorre no bolbo húmido provoca um abaixamento da temperatura lida, sendo a diferença entre os valores convertida em teor de humidade e ponto de orvalho com base em tabelas psicrométricas.

Esquentador a gás natural

Na tentativa de simular uma instalação de aquecimento de água e, simultaneamente impedir a condensação de vapores libertados durante a queima do combustível e aumentar o rendimento térmico da caldeira, foi adicionado um esquentador a gás natural com a finalidade de pré aquecer a corrente de água fria de alimentação da caldeira. O esquentador a gás tem um termostato que permite a definição da temperatura pretendida para a água quente à sua saída.

4.3 Procedimento experimental

Como se referiu anteriormente foram realizados dois tipos de ensaios: avaliação do rendimento térmico da caldeira doméstica e a determinação da taxa de queima dos combustíveis sólidos no seio da referida caldeira. Neste capítulo serão descritos os procedimentos experimentais desenvolvidos em ambos ensaios. De ressaltar que foram feitos inicialmente alguns ensaios de teste antes de se prosseguir com os ensaios válidos feitos em triplicado (para cada espécie) para verificar a reprodutibilidade das condições e respetivos resultados.

4.3.1 Ensaio de rendimento térmico da caldeira

O rendimento térmico de um sistema é estimado pela razão entre a potência calorífica que é transmitida a um fluido frio e a potência calorífica fornecida pela queima de um combustível. O ensaio prático consiste em levar a cabo a combustão da biomassa ao mesmo tempo que se obtêm dados que permitam conhecer a equação real do processo global e fechar o balanço material e o energético.

Para dar início à combustão, as válvulas de corte e controlo de caudal de água no circuito da caldeira estiveram sempre abertas de acordo com o caudal pretendido e o caudalímetro esteve sempre em funcionamento. O sistema de aquisição esteve igualmente ligado para monitorização e registo das temperaturas de entrada e de saída da água, dos gases de combustão, da chama e da superfície externa da caldeira. As condições de temperatura, pressão e humidade do ar no laboratório eram registadas a cada hora. Para os ensaios em que a água de alimentação da caldeira estava a temperatura ambiente, o esquentador a gás não havia sido instalado. Para os ensaios com admissão de água quente, o esquentador era ligado após abertura das válvulas de corte e controlo de gás natural e o termostato era configurado para a temperatura da corrente de entrada de água pretendida, 40 °C.

A ignição do material previamente pesado e alocado na câmara superior da caldeira de modo a formar um monte, foi provocada com o auxílio de acendalhas e um archote ligado a uma botija de gás butano levando entre 30 e 40 minutos a formar uma chama quente e estável com o canal inferior mantido aberto assim como a porta da câmara superior. Ao atingir-se uma temperatura dos gases de exaustão de cerca de 70 °C, a alimentação de gás era interrompida e a câmara superior fechada, observando-se um decréscimo de cerca de 2 °C por minuto. Caso a temperatura atingisse valores inferiores a 60 °C o extrator de gases da caldeira desligava-se apresentando o alerta de “*shut down*” e a chama era extinta por falta de ventilação. Para evitar o desligamento da caldeira, após 5 minutos do fecho da câmara superior era adicionada

uma quantidade de combustível previamente estipulada para todo o ensaio, sendo esta partida manualmente em pequenos blocos para facilitar a queima e a brasa era espalhada com o auxílio de uma pá.

Ao atingirem-se temperaturas superiores a 75 °C, o canal inferior era fechado para inversão da chama e um intervalo de 15 minutos era contabilizado entre as sucessivas adições de combustível (agora nas suas dimensões normais) até as condições de regime permanente serem atingidas. Durante este período de tempo, a composição dos gases de combustão não foi registada devido à grande quantidade de partículas e poluentes que é emitida na fase inicial da combustão e que poderiam causar danos aos equipamentos de análise. O caudal mássico de gases também não foi registado uma vez que as condições de queima ainda não eram consideradas estáveis. A etapa de ignição foi sempre realizada com o mesmo combustível que se pretendia queimar em regime permanente e demorava cerca de 2 horas dependendo da espécie em questão. A carga de combustível foi sempre de aproximadamente 1 kg de modo a perfazer um caudal mássico de 4 kg·h⁻¹, e o caudal mássico de água era mantido a 10 kg·min⁻¹, com exceção de ensaios com aumento de carga.

A adição do combustível era feita de modo a que a câmara superior estivesse aberta o mínimo tempo possível para evitar a entrada de ar em excesso e consequente arrefecimento da chama. Considerava-se como regime permanente, o momento a partir do qual se observava invariabilidade na medição da temperatura dos gases de combustão e da corrente de saída da água entre três ou mais adições sucessivas de combustível.

4.3.1.1 Regime permanente

Durante os ensaios, o circuito de análise de gases de exaustão (associação em paralelo de bombas volumétricas alternativas e condensadores) e de medição do caudal (transdutor de pressão e tubo de Pitot) foi sempre ligado nos 5 minutos que antecederiam a primeira adição de combustível em regime permanente para aquecimento e verificação das tubagens uma vez que o acumulo de partículas no sistema poderia levar a leituras incorretas dos parâmetros.

A carga previamente estipulada e pesada era adicionada manualmente de forma distribuída com atenção às zonas onde a chama era elevada e a brasa era espalhada com o auxílio de uma pá metálica a cada 15 minutos.

O registo da pressão e da temperatura ambiente e da humidade do ar era feito a cada hora pois são parâmetros que variam pouco ao longo do tempo.

A cada 5 minutos, era feito o registo manual da pressão estática e da pressão dinâmica em diferentes pontos da conduta de exaustão, assim como da humidade absoluta na corrente de gases. A Figura 4.3 mostra a instalação do tubo de Pitot standard na conduta e o deslocamento do tubo para medição da pressão dinâmica nos diferentes pontos.

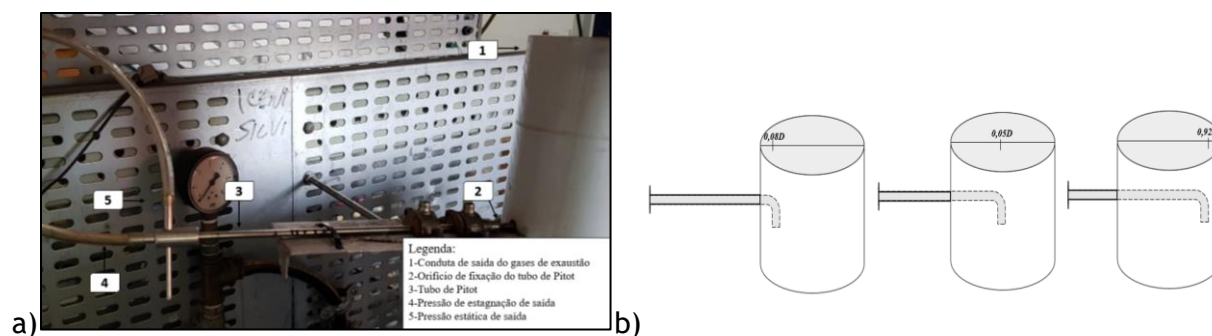


Figura 4.3 - a)Tubo de Pitot standard; b) Deslocamento do tubo de Pitot para os pontos de medição de $P_{din,1}$, $P_{din,2}$ e $P_{din,3}$ na conduta de exaustão dos gases.

A abertura da câmara superior durante os intervalos de carga provoca grandes oscilações ao regime, afetando negativamente a composição e temperatura dos gases libertados e a temperatura de chama. Por conseguinte, o tratamento dos dados coletados durante o ensaio de rendimento térmico foi feito apenas para condições aproximadas de regime permanente, desprezando-se os momentos de adição de combustível.

Para avaliar o rendimento térmico da caldeira em condições de menos interferências ao regime considerado permanente, foram realizados ensaios com adição do triplo da carga de combustível tripla com admissão de água quente à caldeira. Deste modo, após o término dos ensaios com admissão de água quente, era adicionada uma carga de combustível equivalente a três adições sucessivas, sem realimentação ou abertura da câmara de combustão durante um período de uma hora. As condições de queima e os gases libertados eram igualmente monitorizados.

Para o tratamento de dados, os instantes imediatamente a adição de combustível era desprezados de modo a garantir a estabilização das condições de queima.

4.3.2 Ensaio de taxa de queima de combustíveis sólidos

O ensaio de taxa de queima consistiu num estudo com o objetivo de se verificar algumas constatações feitas sobre o combustível durante os ensaios de rendimento térmico, nomeadamente relativamente à influência da compactação e efeito da temperatura na

qualidade da combustão. Para este estudo seguiu-se um modelo de queima de partículas lenhosas apresentado por Pinho (2011) e Silva (2018).

Este ensaio teve início sempre após uma fase de ignição do combustível quando se verifica estabilidade nas temperaturas dos gases de exaustão e da corrente de saída de água. Assim como no ensaio de rendimento térmico, também foi definida a adição de combustível a cada 15 minutos na tentativa de criar um padrão para as condições de queima.

Uma amostra representativa de cada um dos briquetes era introduzida na câmara superior da caldeira, onde tivesse chama viva, no interior de um cesto de aço. Essa amostra ou partícula lenhosa era uma pequena fração de briquete de dimensões (diâmetro e espessura) e massa previamente conhecidas. A Figura 4.4 representa a medição da amostra, introdução no cesto de aço e pesagem do cesto com a amostra em balança com recipiente com areia previamente tarada. O cesto com a amostra atinge no interior da caldeira elevadas temperaturas pelo que é necessário o uso de um recipiente metálico com areia para proteger a balança.



Figura 4.4 - Medição, inserção em cesto de aço e pesagem da amostra

O cesto de aço com a amostra era mantido no interior da caldeira durante 2 minutos devidamente cronometrados e retirado para pesagem e registo fotográfico conforme apresentado na Figura 4.5 no mínimo tempo possível, repetindo-se este procedimento até que a sua massa atingisse 20% da massa inicial.



Figura 4.5 - Pesagem da amostra em combustão

Tomou-se nota dos instantes de entrada e saída da amostra de modo a que no tratamento de dados fosse possível obter as condições exatas em que o processo de combustão ocorria e eliminar os instantes em que esta era interrompida e o regime era perturbado. Todos os ensaios foram realizados em triplicado e em condições aproximadas de regime permanente (onde se verificava a temperatura dos gases de combustão aproximadamente constante) com monitoramento automático das temperaturas e caudal mássico de água. O registo das condições atmosféricas do laboratório (temperatura e pressão ambiente) no início e final do ensaio foi sempre realizado.

5 Resultados e discussão

Neste capítulo serão discutidos os resultados experimentais do estudo do rendimento térmico da caldeira e higiene da combustão para condições de regime permanente e estudo de taxa de queima com briquetes feitos a partir de poda de videira, poda de kiwi e mistura de serrim de pinho e videira.

5.1 Ensaio de rendimento térmico

Nos ensaios de rendimento térmico, foi avaliada a performance da caldeira e higiene da combustão para três diferentes combustíveis, ao mesmo tempo em que se analisava a qualidade de cada um destes relativamente à compactação após a briquetagem, duração da fase de ignição e estabilidade da chama. Uma vez que não faz parte dos objetivos da presente dissertação, esta análise apresenta-se no Anexo B -.

A primeira fase dos ensaios compreendeu a queima entrando a água de alimentação da caldeira às condições ambientes, ou seja, sem atuação do esquentador de água, mas sempre com as mesmas condições de operação e seguindo um único procedimento experimental, o qual foi devidamente descrito na secção 4.3.1 e onde foi definido o intervalo de tempo entre adições de combustível, a massa de combustível a adicionar e o caudal mássico de água no circuito da caldeira. Importa ressaltar que os ensaios foram realizados em triplicado para reprodutibilidade das condições e denominados de acordo com o tipo de briquete usado, sendo estes V(i) e K(i) para os ensaios de rendimento com admissão de água fria e queima de videira e kiwi respetivamente em que a letra *i* refere-se ao número do ensaio.

Na Tabela 5.1 apresentam-se as condições de operação para os ensaios de queima de briquetes de poda de videira e de poda de kiwi, assim como a temperatura média da corrente de entrada, da corrente de saída da água e a diferença entre estas.

Tabela 5.1- Condições operatórias dos ensaios de rendimento térmico para poda de videira e kiwi.

| Ensaio | $\dot{m}_{comb,h} [kg \cdot h^{-1}]$ | $\dot{m}_{água} [kg \cdot min^{-1}]$ | $\bar{T}_{água,e} [^{\circ}C]$ | $\bar{T}_{água,s} [^{\circ}C]$ | $\Delta T [^{\circ}C]$ |
|--------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|------------------------|
| V(3) | 4,14 | 10,11 | 22,71 | 39,04 | 16,33 |
| V(4) | 4,19 | 10,04 | 21,97 | 38,25 | 16,28 |
| V(5) | 4,16 | 10,27 | 21,59 | 38,06 | 16,47 |
| K(1) | 4,23 | 10,35 | 18,29 | 35,06 | 16,77 |
| K(2) | 4,15 | 10,14 | 17,81 | 31,08 | 13,27 |
| K(3) | 4,13 | 10,12 | 17,44 | 33,13 | 15,69 |

A segunda fase dos ensaios compreendeu as diferentes tentativas de melhoria do combustível e otimização da própria combustão. Foram então realizados ensaios em triplicado com briquetes de mistura de serrim de pinho e poda de videira na proporção 1:5, VP(i), ensaio com briquetes de videira com aumento da carga de combustível em 50%, V(C.1) e ensaios com admissão de água quente à caldeira, V(q.i) e K(q.i) e a carga tripla, V(t.i) e K(t.i). A Tabela 5.2 apresenta as condições operatórias para a segunda fase de ensaios.

Tabela 5.2- Condições de operação da segunda fase dos ensaios de rendimento térmico.

| Ensaio | $\dot{m}_{comb,h} [kg \cdot h^{-1}]$ | $\dot{m}_{água} [kg \cdot min^{-1}]$ | $\bar{T}_{água,e} [^{\circ}C]$ | $\bar{T}_{água,s} [^{\circ}C]$ | $\Delta T [^{\circ}C]$ |
|--------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|------------------------|
| VP(1) | 4,11 | 10,19 | 17,68 | 33,59 | 15,91 |
| VP(2) | 4,11 | 10,30 | 17,50 | 34,60 | 17,10 |
| VP(3) | 4,04 | 10,07 | 16,91 | 32,85 | 15,94 |
| V(C.1) | 6,05 | 15,09 | 15,91 | 31,48 | 15,57 |
| V(q.1) | 4,10 | 10,43 | 37,45 | 52,85 | 15,40 |
| K(q.1) | 4,20 | 10,25 | 40,48 | 57,22 | 16,74 |
| V(t.1) | 4,16 | 10,44 | 37,39 | 54,93 | 17,54 |
| K(t.1) | 4,02 | 10,27 | 40,47 | 56,29 | 15,82 |

Tanto a Tabela 5.1 como a Tabela 5.2 mostram a adição uniforme de combustível com o intuito manter o caudal mássico próximo a $4,0 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ assim como o caudal mássico de água mantido sempre próximo de $10 \text{ kg} \cdot \text{min}^{-1}$, com exceção do ensaio a carga superior, V(C.1). É notável que tanto a temperatura da corrente de entrada como a de saída de água nos ensaios com briquetes de videira foi sempre superior e pouco variável comparativamente aos ensaios com kiwi e com a mistura videira/pinho onde se observam valores mais baixos para os ensaios com alimentação de água fria.

No ensaio de vide à carga superior não se verificou aumento da temperatura de saída da água comparativamente aos ensaios a carga normal. Os ensaios em que se verifica maior amplitude térmica entre entrada e saída foram com briquetes de mistura de 80% poda de videira e 20% serrim de pinho (Ensaio VP(2)) e briquetes de poda de videira com alimentação de água quente (Ensaio V(t.1)) com 17,1 e 17,5 °C respetivamente.

Relativamente aos caudais mássicos de saída de gases húmidos e secos e à humidade no efluente de chaminé, os valores de $\dot{m}_{g,h.}$, de \dot{m}_p e do $erro_{g,h.}$ calculados a partir das equações (A.3), (A.7) e (A.8), de w_g medido com medidor de humidade sem fio e de $\dot{m}_{g.s.}$ calculado pela equação (A.9), apresentam-se na Tabela 5.3 para os ensaios com alimentação de água fria.

Tabela 5.3 - Resultados de caudais de gases de exaustão húmidos e secos

| Ensaio | $\dot{m}_p [kg \cdot h^{-1}]$ | $\dot{m}_{g,h} [kg \cdot h^{-1}]$ | $erro_{g,h} [\%]$ | $\bar{w}_g [g \cdot kg^{-1}]$ | $\dot{m}_{g,s} [kg \cdot h^{-1}]$ |
|--------|-------------------------------|-----------------------------------|-------------------|-------------------------------|-----------------------------------|
| V(3) | 96,8 | 105,9 | 8,5 | 87,4 | 97,6 |
| V(4) | 94,9 | 105,1 | 9,7 | 87,5 | 96,9 |
| V(5) | 94,8 | 104,7 | 9,5 | 98,4 | 95,5 |
| K(1) | 92,3 | 105,1 | 12,2 | 101,5 | 95,5 |
| K(2) | 105,0 | 113,9 | 7,8 | 62,9 | 107,6 |
| K(3) | 102,4 | 110,0 | 6,9 | 91,4 | 100,3 |
| VP(1) | 87,7 | 95,5 | 8,2 | 110,4 | 86,2 |
| VP(2) | 86,2 | 99,2 | 13,2 | 122,7 | 88,2 |
| VP(3) | 93,8 | 98,9 | 5,1 | 113,6 | 89,0 |
| V(C.1) | 80,5 | 92,0 | 13,0 | 222,5 | 75,1 |

Por comparação dos caudais de gases húmidos, é notável que os valores obtidos por medição com recurso ao tubo de Pitot são sempre superiores ao previsto pela equação real, com uma diferença que pode exceder os 10%. Isto mostra que a localização dos pontos medição onde se colocou o tubo de Pitot é criticável. Na instalação em estudo, a chaminé consistiu numa conduta de 76,4 mm diâmetro interno com um formato em “J”. Estando o Pitot colocado demasiado próximo da curvatura da tubagem não se garante a estabilização do escoamento o que leva à obtenção de resultados pouco credíveis. Coelho (2014) sugere que uma medição adequada da velocidade deve ser em conduta de comprimento suficientemente elevado tal que $L/D > 10$ e o ponto de inserção do tubo de Pitot deve apresentar um percurso livre de obstáculos de no mínimo $20 \times D$ a montante e $5 \times D$ a jusante para que o perfil de velocidade seja regular. Na Figura C.3 presente no Anexo C -encontra-se um esquema da conduta com a devida cotagem.

Uma vez que o comprimento da conduta é muito inferior ao estabelecido para garantir escoamento perfeitamente desenvolvido, considerou-se o erro de medição aceitável.

Apesar da inflação nos resultados medidos, utilizou-se sempre o $\dot{m}_{g,h}$ nos cálculos subsequentes por tratar-se das condições reais de operação.

Ainda, o aumento da carga de combustível resultou numa redução no caudal de gases de exaustão e um aumento da humidade absoluta na corrente para o dobro do que se verificou para os ensaios a carga normal.

5.1.1 Análise de rendimento térmico

Nesta secção do trabalho avalia-se o rendimento térmico para os diferentes combustíveis. Para simplificar a visualização de resultados, apenas se encontram representados aqueles que apresentaram melhores resultados, em base húmida. Na Figura 5.1 encontra-se representado o rendimento térmico pelo método direto ao longo do ensaio para os ensaios com alimentação de água fria e água quente.

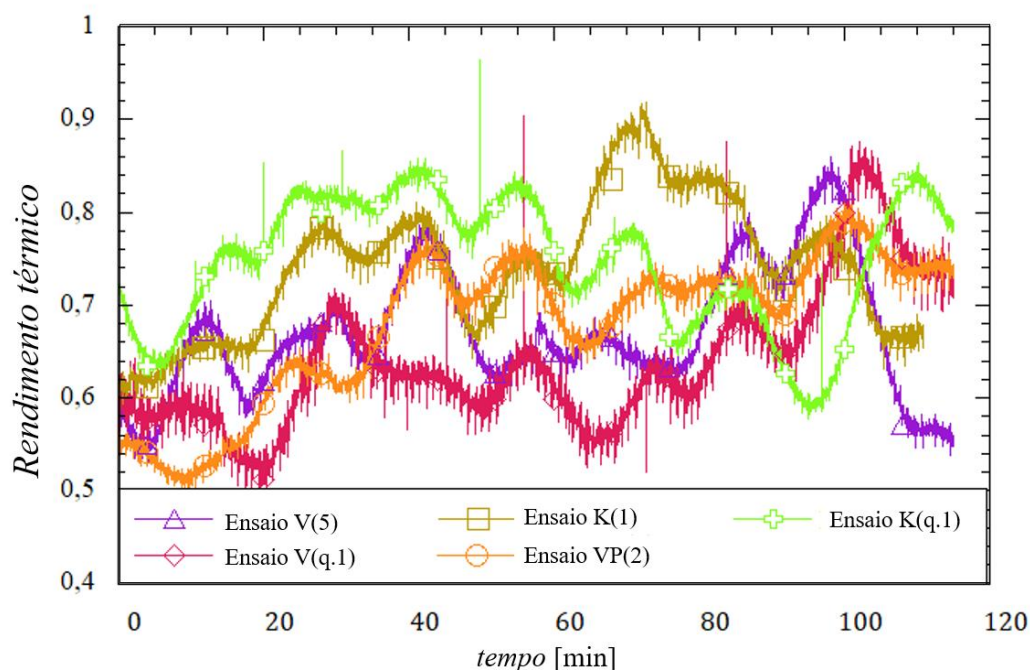


Figura 5.1 - Rendimento térmico pelo método direto para os ensaios com melhores resultados.

É possível observar os decréscimos no rendimento pela interrupção do regime permanente nos momentos de abertura da câmara superior para adição de combustível a cada 15 minutos, seguidos de picos após fecho da porta. Os ensaios com briquetes de videira, tanto com alimentação de água fria como de água quente, e briquetes de mistura de videira com pinho apresentaram uma queima mais estável, no entanto, mostrou-se um processo lento e com baixo rendimento comparativamente ao kiwi. A queima de briquetes de poda de kiwi permitiu que a caldeira apresentasse rendimentos entre 70 e 80% por longos períodos chegando a atingir valores superiores a 90%, mas por curtos períodos.

De modo a aproximar o estudo às condições mais comuns de uso de caldeiras domésticas em que o combustível é alimentado em maior quantidade de uma única vez, foram realizados ensaios com o triplo da carga para avaliação de rendimento, consumo combustível e emissões. Na Figura 5.2 apresentam-se os resultados pelo método direto para os ensaios com adição do triplo da carga com admissão de água quente.

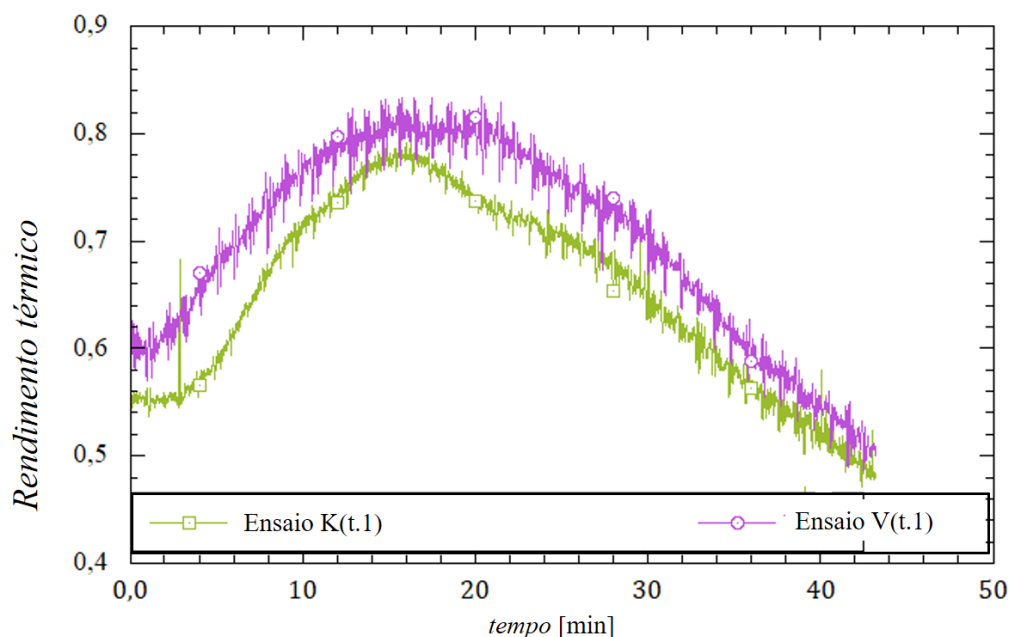


Figura 5.2 - Rendimento térmico pelo método direto para os ensaios com adição do triplo da carga de combustível.

Os ensaios V(t.1) e K(t.1) foram realizados imediatamente após os ensaios V(q.1) e K(q.1) respetivamente. Ao contrário dos ensaios com entrada de água fria e de água quente a carga normal (adições sucessivas de 1 kg a cada 15 minutos), a adição de maior carga se reflete em melhores resultados para os briquetes de poda de videira no que concerne o rendimento, mas a diferença acaba por mostrar-se irrelevante com um desvio de cerca de 10%. A Figura 5.2 mostra que para o caudal mássico adicionado sem perturbações ao regime, pelo menos 5 minutos são necessários para que o sistema volte a estabilizar e para que atinja rendimentos superiores a 70%. Mostra ainda, que a biomassa é rapidamente consumida provocando uma queda no rendimento num espaço de 20 minutos. Esta análise permite considerar duas hipóteses: de que para esta qualidade de biomassa, o caudal mássico de combustível deve ser muito superior a $4 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ para manter as condições adequadas de queima e permitir um rendimento superior a 70% por períodos mais longos; em alternativa, as condições de alimentação intercalada permitem a manutenção do regime e rendimentos superiores ao contrário da alimentação cargas mais espaçadas e de muito maior quantidade.

A Tabela 5.4 mostra o rendimento médio juntamente com a potência útil e o regime de funcionamento da caldeira para cada um dos ensaios com melhores resultados, assim como o desvio à norma europeia 12809:2015, δ_{EN} . Esta norma estabelece como valor de referência um rendimento mínimo de 67,5% para sistemas domésticos de queima a combustíveis sólidos.

Tabela 5.4 Rendimento térmico pelo método direto e desvio à EN 12809:2015

| Ensaio | $\dot{Q}_{\text{útil}}$ [kW] | \dot{Q}_{forn} [kW] | $\bar{\eta}_t$ [%] | $\delta_{\bar{\eta}_t}$ [%] | δ_{EN} [%] |
|--------|------------------------------|------------------------------|--------------------|-----------------------------|-------------------|
| V(5) | 11,8 | 18,0 | 65,3 | 5,3 | 3,3 |
| K(1) | 12,1 | 16,5 | 73,1 | 7,1 | 8,3 |
| VP(2) | 12,6 | 18,0 | 70,0 | 5,0 | 3,7 |
| V(q.1) | 11,9 | 17,8 | 63,0 | 7,2 | 6,7 |
| K(q.1) | 12,0 | 16,9 | 71,0 | 6,5 | 5,2 |
| V(t.1) | 12,6 | 18,0 | 69,7 | 9,2 | 3,3 |
| K(t.1) | 11,3 | 17,4 | 64,9 | 8,8 | 3,9 |

Pela Tabela 5.4 observa-se que o rendimento médio numa abordagem otimista (apresentação de ensaios com melhor resultado) varia entre 63 e 73% sendo o maior valor, relativo ao ensaio de kiwi com a caldeira alimentada por água fria, K(1).

Para os ensaios com alimentação de água já quente, obteve-se o rendimento mais baixo para queima de poda de videira e o mais elevado para a poda de kiwi, mas no caso da alimentação do triplo da carga, observa-se o oposto. A discrepância de resultados dificulta a verificação de uma tendência, sendo crucial a repetição dos ensaios nestas condições. Neste trabalho privilegiaram-se os ensaios com água de alimentação à temperatura ambiente (água fria), porque as condições de operação da caldeira que daí advieram, eram mais exigentes quer em termos do rendimento da caldeira quer em termos da higiene da combustão, como se verá mais à frente.

No que toca ao desvio padrão do rendimento, este atinge os valores mais elevados nos ensaios V(t.1) e K(t.1) devido à maior variabilidade e distanciamento relativamente às condições de regime permanente. O valor mais baixo corresponde ao ensaio VP(2), sendo visível por observação da Figura 5.1, que a maior estabilidade ao longo do tempo deve-se à presença do serrim de pinho que pela sua composição resinosa, além de aumentar a compactação do briquete, promove uma melhor combustão.

Relativamente à norma europeia, as condições que satisfizeram o limite mínimo de rendimento térmico foram de queima de kiwi e mistura videira/pinho com alimentação de água fria com 73% e 70% respetivamente, kiwi com alimentação de água quente com 71% e de videira com o triplo da carga com 69,7%, como mostra a Figura 5.3, mas consideram-se válidos apenas os dois primeiros valores pois os ensaios a carga tripla requerem repetição para uma correta análise e de momento há dúvidas quanto à possível repetibilidade dos seus resultados.

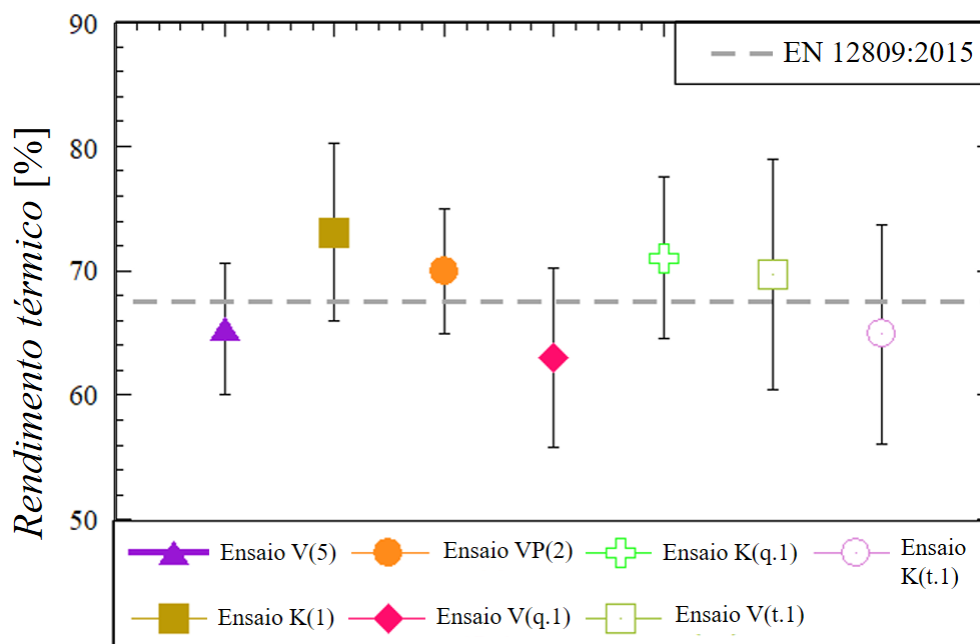


Figura 5.3 - Variabilidade do rendimento térmico e comparação com a norma EN 12809:2015.

O rendimento foi ainda calculado pelo método indireto contabilizando-se as perdas por troca de calor e pelos gases de exaustão, \dot{Q}_{gases} (em que $\dot{Q}_{gases} = \dot{Q}_{gnq} + \dot{Q}_s + \dot{Q}_l$) e outras perdas, \dot{Q}_{outras} , que incluem as perdas através da superfície externa da caldeira e por sólidos não queimados de modo a fechar o balanço energético. A Tabela 5.5 apresenta os valores médios destas perdas para os ensaios a frio e a quente.

Tabela 5.5 - Perdas de calor e rendimento térmico pelo método indireto

| Ensaio | \dot{Q}_{forn} [kW] | \dot{Q}_{util} [kW] | \dot{Q}_{gases} [kW] | \dot{Q}_{outras} [kW] | $\bar{\eta}_t$ [%] |
|--------|-----------------------|-----------------------|------------------------|-------------------------|--------------------|
| V(5) | 18,1 | 11,8 | 4,21 | 2,05 | 65,3 |
| K(1) | 16,5 | 12,1 | 3,29 | 1,17 | 73,1 |
| VP(2) | 18,0 | 12,6 | 3,51 | 1,89 | 70,0 |
| V(q.1) | 17,8 | 11,9 | 5,30 | 1,27 | 63,1 |
| K(q.1) | 16,9 | 12,0 | 4,04 | 0,86 | 71,1 |

Como previsto, o ensaio com maiores perdas pelos gases foi o V(q.1). As perdas para o fecho de balanço correspondem a valores pouco relevantes como no caso do ensaio K(q.1). A contribuição das perdas pode ser visualizada mais facilmente na Figura 5.4 onde se encontra representada também a percentagem de perdas por sólidos não queimados estimada teoricamente com base na análise imediata do combustível.

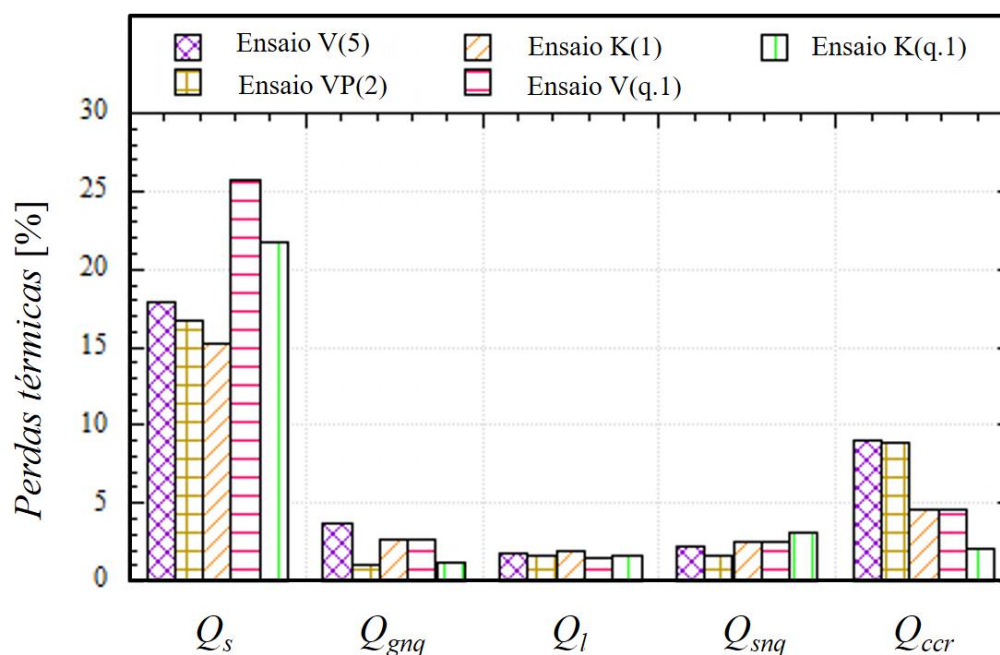


Figura 5.4 - Percentagem de perdas térmicas para os ensaios de maior rendimento.

É notável que os ensaios com alimentação de água quente apresentam maiores perdas por calor sensível atingindo valores entre 21 e 26% para os briquetes de kiwi e videira respetivamente. Apesar da base estritamente teórica da estimativa de perdas nos resíduos, o cálculo das contribuições mostra que as perdas pelas cinzas atingem um máximo de 3% para o ensaio de kiwi com admissão de água quente. No que toca às perdas por gases não queimados via CO, estas atingiram um máximo de 4% para queima de poda de videira com alimentação de água fria.

Relativamente às perdas por condução, convecção e radiação, apesar do eficiente isolamento térmico assegurado pelo fabricante, estas perdas superficiais atingiram valores entre 8 e 9%. Estes valores são pouco credíveis, mas podem ser justificados pela existência de mais perdas não contabilizadas causadas por problemas técnicos ou limitações na construção do equipamento e pela probabilidade de os resultados da análise imediata às amostras dos combustíveis não serem representativos de todo o lote de material queimado nos ensaios. As temperaturas na face frontal inferior da caldeira atingiam cerca de 35 °C, contribuindo para as perdas durante os ensaios, como é possível ver na Figura D.6 do Anexo D -.

5.1.2 Higiene da combustão

Nesta secção são quantificados os resíduos da combustão e os poluentes monitorizados resultantes da combustão de acordo com a Norma Europeia EN 14785:2008 referente a

aparelhos domésticos para aquecimento ambiente que utilizam granulados de madeira que estabelece um teor de oxigénio de referência de 13%.

Na Tabela 5.6 encontram-se os resultados de teores de cinzas e frações volúmicas na base seca, corrigidas para 13% de O₂, de alguns dos componentes gasosos, obtidos nos ensaios com alimentação de água fria. Nos ensaios com alimentação de água quente o teor de cinzas não foi aferido pois os resíduos não foram pesados.

Tabela 5.6 - Teor de cinzas e fração volúmica de poluentes de acordo com a norma EN 14785:2008

| Ensaio | \bar{T}_g [°C] | $\bar{t}_{cinzas,s}$ [%] | $\bar{x}_{CO_2,s}^*$ [%] | $\bar{x}_{CO,s}^*$ [ppm] | $\bar{x}_{NO_2,s}^*$ [ppm] | $\bar{x}_{NO,s}^*$ [ppm] |
|--------|------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|----------------------------|--------------------------|
| V(3) | 103,6 | 6,13 | 6,33 | 4428 | 17,66 | 151,6 |
| V(C.1) | 130,45 | 7,63 | 8,11 | 2229 | 12,49 | 186,0 |
| K(1) | 97,60 | 5,43 | 6,32 | 3513 | 17,97 | 165 |
| VP(1) | 114,86 | 4,72 | 7,22 | 1646 | 15,22 | 181,7 |
| V(q.1) | 133,41 | - | 5,64 | 2431 | 11,52 | 138,4 |
| K(q.1) | 139,54 | - | 5,74 | 971,8 | 10,61 | 151,6 |

Pela Tabela 5.6 verifica-se que o material que apresenta maior teor de cinzas é a poda de videira com um valor médio de 6,13% na base seca calculado para os três ensaios, e não concordante com os valores obtidos por análise imediata. O elevado teor de cinzas nos briquetes de videira pode ser uma das causas do baixo rendimento apresentado por este combustível uma vez que estas, em condições de queima que ocorrem na fornalha da caldeira podem formar aglomerados e acumular-se nas superfícies do equipamento, em locais de difícil limpeza, dificultando a transferência de calor. O ensaio com aumento de carga de videira foi considerado inválido pois obteve-se um teor de cinzas muito superior à média, verificando-se no fim do ensaio uma quantidade muito grande de material por queimar.

Valores intermédios de teores em cinza recaem sobre a poda de kiwi com uma média de 5,43%, não diferindo muito da videira, tal como previsto com base nos resultados da análise imediata. É notável ainda a melhoria nos resultados com a adição de serrim de pinho à briquete de videira na proporção 1:5, permitindo que se atingisse um teor de cinzas médio de 4,72%. No entanto, nenhum dos materiais satisfaz as normas europeias que definem como limite superior um teor de cinzas de 3% (Kofman, 2010).

Relativamente as emissões de gases, variações abruptas são causadas pelas aberturas sucessivas da câmara superior para adição de combustível provocando a redução da

temperatura dos gases e o aumento do excesso de ar. A má distribuição da chama no interior da câmara também dá origem a zonas mais frias no leito.

Tanto para a videira como para o kiwi, os valores de $\bar{x}_{CO,s}^*$ não são concordantes entre os ensaios, mas vale ressaltar que estes são expressos em ppm (1 ppm = 10^{-4} %) e variam de 0,32 a 0,58% e de 0,21 a 0,56% respetivamente. Os resultados para videira apresentam melhoria com a entrada de água aquecida reduzindo para 0,24% e com a adição de pinho para valores entre 0,16 e 0,17%. No caso do kiwi, este atinge o valor mais baixo de 0,097% com o aquecimento da água de alimentação da caldeira sendo este o melhor resultado. O ensaio K(q.1) ilustra a relação entre a temperatura dos gases e a qualidade da combustão relativamente às emissões de CO na Figura 5.5.

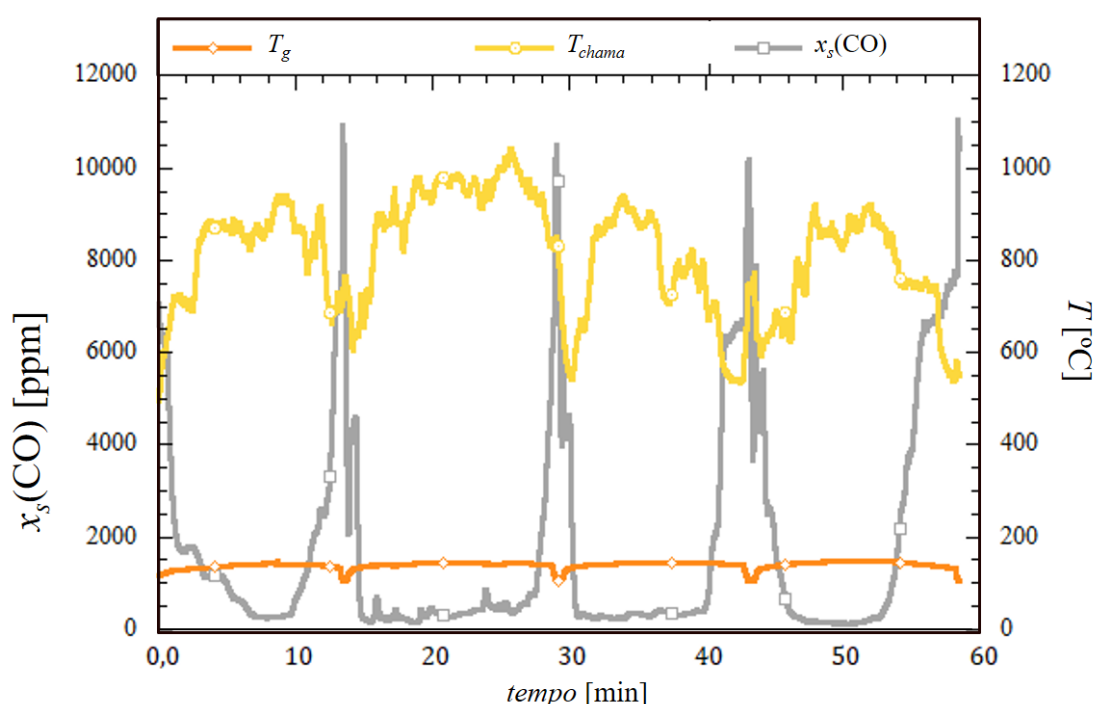


Figura 5.5 - Evolução das temperaturas de gases de combustão e de chama e fração volúmica de CO em base seca corrigida com 13% de O_2 como base de referência no ensaio K(q.1).

Apesar das tentativas de redução de emissão de monóxido de carbono, nenhum dos materiais satisfaz o limite máximo de 600 ppm ou 0,06%(v/v, b.s.) definido na norma EN 14785:2008. A nova norma EN 12809:2015 estipula como limite máximo o valor de 1%, permitindo que todos os materiais em estudo cumpram os requisitos.

A Figura 5.6 ilustra a diminuição da temperatura dos gases e de CO_2 e aumento de O_2 nos momentos de abertura da câmara superior seguindo de intervalos de regime aproximadamente permanente em que se verifica o oposto (aumento da temperatura dos gases e das emissões de CO_2 e redução de O_2).

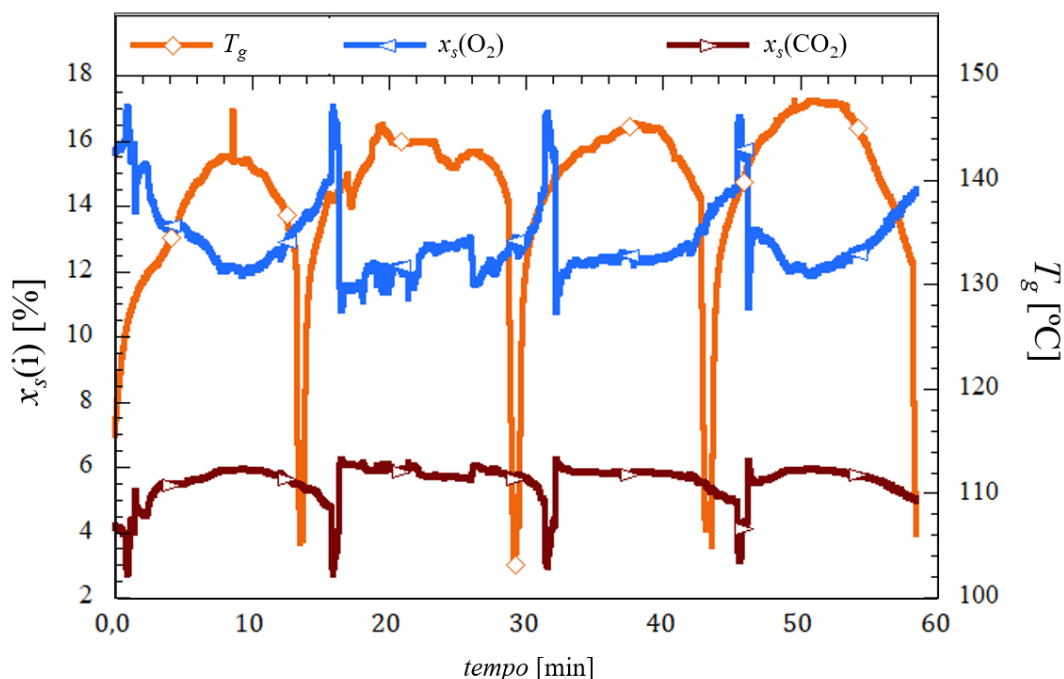


Figura 5.6 - Evolução das temperaturas de gases de combustão e fração volúmica de CO_2 e O_2 em base seca no ensaio K(q.1).

No sistema em estudo a formação de NO ocorre quase exclusivamente pelo mecanismo do combustível, pois as temperaturas de combustão são relativamente baixas para permitir a formação de NO-térmico e o NO imediato acontece principalmente em misturas ricas, o que não acontece na presente situação. Em média, o material com resultados mais elevados foi a mistura de videira e pinho, conforme previsto uma vez que o pinho apresenta na sua composição elementar o maior teor de azoto comparativamente aos restantes. A formação de NO_2 é vestigial em todos os materiais.

Uma vez que para o tratamento de dados para os ensaios com alimentação de água fria e de água quente foram desprezados os momentos de adição de combustível que causavam perturbação no regime permanente, para os ensaios a carga tripla optou-se por quantificar as emissões de gases durante os 45 minutos de ensaio e comparar com o intervalo de tempo em que o rendimento atinge valores superiores a 70% como mostra a Tabela 5.7.

Tabela 5.7 - Fração volúmica de poluentes de acordo com a norma EN 14785:2008

| Ensaio | $\bar{x}_{\text{CO}_2,s}^* [\%]$ | $\bar{x}_{\text{CO},s}^* [\text{ppm}]$ | $\bar{x}_{\text{NO}_2,s}^* [\text{ppm}]$ | $\bar{x}_{\text{NO},s}^* [\text{ppm}]$ |
|---------------|----------------------------------|--|--|--|
| V(t.1) | 5,21 | 3125 | 10,46 | 99,00 |
| $\eta > 70\%$ | 5,62 | 2753 | 11,73 | 112,9 |
| K(t.1) | 4,97 | 3245 | 11,11 | 100,7 |
| $\eta > 70\%$ | 5,31 | 2949 | 11,34 | 102,6 |

Verifica-se que durante o período de ensaio em que a transferência de calor é mais eficiente, ou seja, que o rendimento térmico é superior a 70%, as emissões gasosas são mais reduzidas. Ainda, para um período pós-alimentação e sem perturbações ao regime, a videira apresenta emissões ligeiramente mais baixas comparativamente ao observado com o kiwi.

5.1.3 Temperatura adiabática de chama

Procedeu-se a uma estimativa da temperatura adiabática de chama real e de chama estequiométrica, e comparam-se estes valores calculados com os da temperatura de chama média experimental para cada ensaio e relação com o excesso de ar aferido. Na Tabela 5.8 apresentam-se os resultados supracitados em que e_{eq} é o excesso de ar calculado pela razão entre equação real e a equação estequiométrica.

Tabela 5.8 - Excesso de ar, temperatura de chama e temperatura adiabática de chama

| Ensaio | $\bar{T}_{chama}[^{\circ}\text{C}]$ | $e_{eq}[\%]$ | $\bar{T}_{ad.real}[^{\circ}\text{C}]$ | $\bar{T}_{ad.est}[^{\circ}\text{C}]$ |
|------------------|-------------------------------------|--------------|---------------------------------------|--------------------------------------|
| Videira | 678,7 | 342 | 644,4 | 1912 |
| Kiwi | 521,5 | 361 | 561,8 | 1737 |
| Pinho/Videira | 651,2 | 301 | 679,5 | 1911 |
| Videira a quente | 669,8 | 238 | 802,8 | 1914 |
| Kiwi a quente | 796,1 | 218 | 762,9 | 1779 |

O ensaio em que se verificou maior temperatura de chama foi de kiwi caldeira alimentada com água quente (796,1 °C) com o menor valor médio de excesso de ar de 218%. Para os ensaios com kiwi em que se verifica a menor temperatura média de chama (521,5 °C), o excesso de ar foi o mais elevado atingindo 361%. A Figura 3.4 mostra que existe uma relação inversamente proporcional entre a temperatura de combustão e a disponibilidade de comburente na câmara, mas tal comportamento não é possível observar com detalhe em todos os ensaios. A Figura 5.7 mostra um corte de 5 minutos entre adições de combustível durante o ensaio V(5) em que se verifica o decréscimo da temperatura de chama com o aumento do excesso de ar.

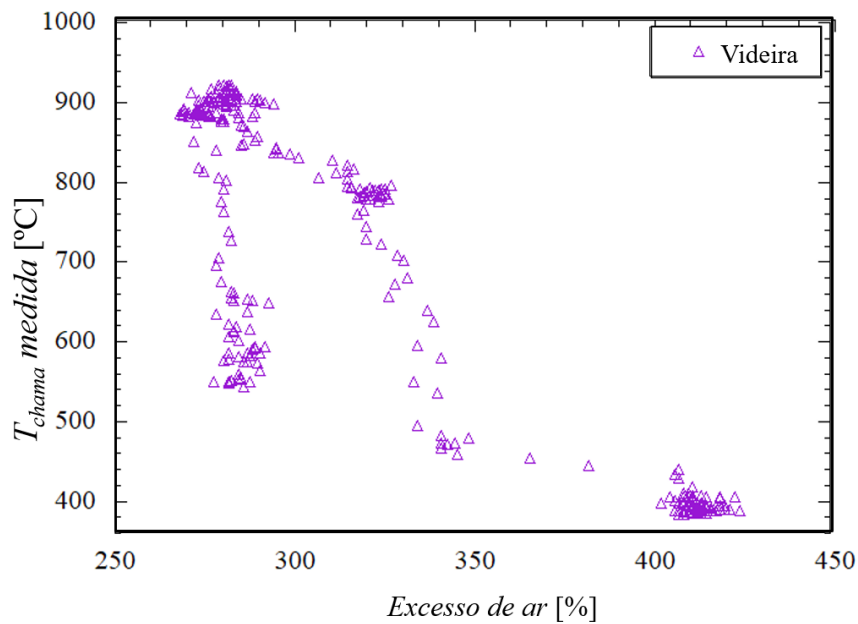


Figura 5.7- Relação entre a temperatura de chama medida e o excesso de ar durante o ensaio V(5).

A temperatura adiabática de chama para a equação real não difere muito da temperatura de chama experimental média na maior parte dos ensaios apresentando um desvio máximo de 8% para o kiwi, bastante aceitável. Esse pequeno desvio deve-se ao deslocamento ou incorreto posicionamento da sonda de temperatura na câmara inferior da caldeira.

Relativamente à temperatura de chama estequiométrica, como previsto, os valores variam entre 1700 e 2000 °C e apresentam um valor tendencial para cada combustível sendo a poda de videira o material com resultados mais elevados, contrariamente ao que se observa para o kiwi.

5.2 Ensaio de taxa de queima

Nos ensaios de taxa de queima foram estudados os modelos de queima a massa volúmica constante e a tamanho constante, com o objetivo de por um lado se verificar qual deles se adaptava melhor à situação experimental em estudo, e por outro lado estimar parâmetros que permitissem quantificar os efeitos difusivos e cinéticos na combustão.

Conforme descrito na metodologia de cálculo apresentada na secção 2 do Anexo A -, as amostras foram pesadas durante os instantes de interrupção da reação de combustão para se obter a fração queimada e redução do diâmetro ao longo do tempo. Na Figura 5.8 encontram-se representados resultados de fração queimada e variação do diâmetro equivalente ao longo do tempo para alguns dos ensaios.

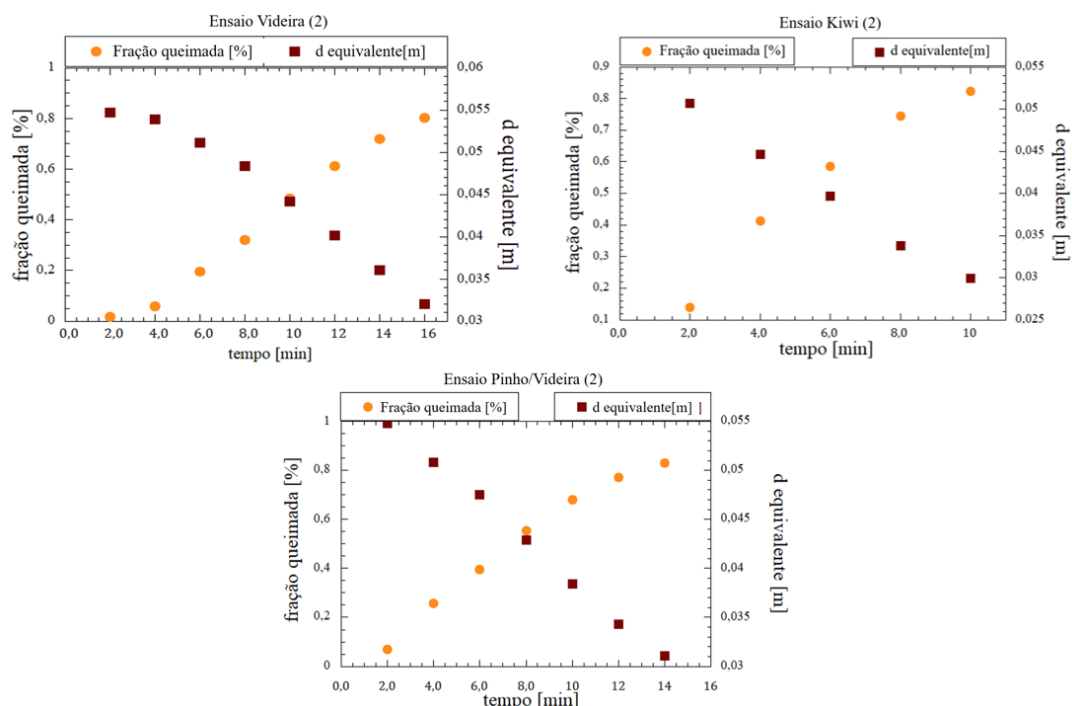


Figura 5.8 - Fração queimada e diâmetro equivalente ao longo do tempo para alguns ensaios.

É visível que o material que levou mais tempo a atingir uma fração queimada superior a 80% foi o briquete de videira, seguindo-se a mistura pinho/videira e por fim o kiwi. Esta constatação ajuda a justificar a queima lenta, com baixo desempenho e elevadas emissões de monóxido, como reflexo das baixas temperaturas e insuficiente tempo de residência na câmara de combustão, observada durante os ensaios de rendimento térmico com videira.

Devido às dimensões da amostra, esta dificilmente se mantinha na posição mais adequada para registo fotográfico da evolução do diâmetro ao longo do ensaio. Na Figura 5.9 apresentam-se alguns instantes do ensaio de queima de uma amostra de videira.



Figura 5.9 - Registo fotográfico da queima de amostra de videira em três instantes distintos.

Nos ensaios não se constatou a redução notável do diâmetro, sendo esta uma indicação de queima a tamanho constante, invalidando o modelo de ρ constante, mas esta é apenas uma

observação discutível. Assim, tanto a regressão linear como a regressão polinomial de $1/K$ em função de d foram traçadas como indicam os modelos.

5.2.1 Modelo de queima a massa volúmica constante

A Figura 5.10 mostra a evolução da resistência global à reação de combustão com a redução do diâmetro equivalente em diferentes ensaios. Para se obter ajustes lineares válidos, foram desprezados valores obtidos nos instantes iniciais pois não eram representativos da etapa de queima, assim como alguns valores discrepantes. A vermelho marcam-se os pontos desprezados e a azul os pontos considerados na regressão linear.

Com base no resultado da regressão e conhecimento da difusividade mássica do oxigénio no ar foram aferidos os parâmetros Sh e constante cinética de reação heterogénea, k_c que permitem determinar o controlo reacional considerando a hipótese de queima incompleta à superfície ($f=2$). Na Tabela 5.9 encontram-se os valores médios de T_{chama} , C_∞ , D_g , Sh e k_c para os ensaios realizados.

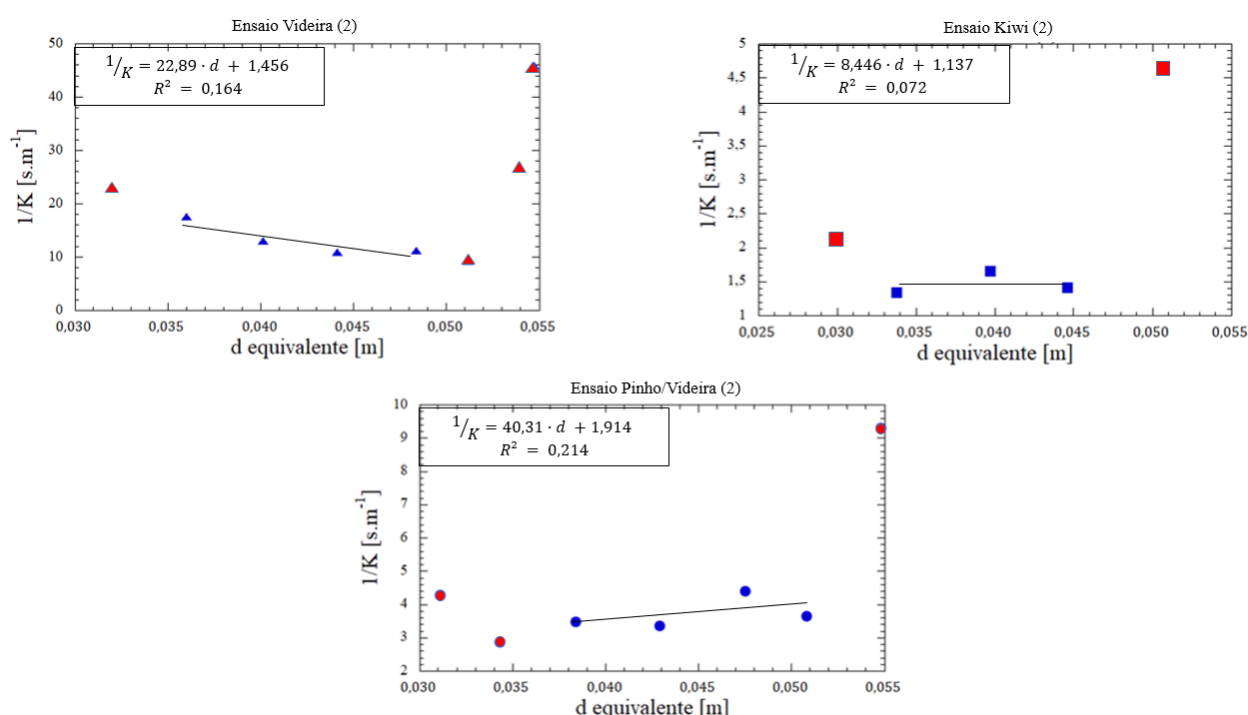


Figura 5.10 - Ajuste linear da evolução da resistência global à reação de combustão como função da redução do diâmetro equivalente para diferentes amostras.

A Figura 5.10 apenas ilustra 3 dos 8 ensaios realizados, mas a não linearidade é visível em todos os ensaios (vide Anexo E -) e comprovada pelo coeficiente de correlação, R^2 , sempre

muito inferior a 0,9, mostrando assim que o modelo de queima a p constante não é adequado para o estudo das amostras em questão.

Tabela 5.9 - Resultados do estudo pelo modelo de queima de partícula a p constante

| Ensaio | \bar{T}_{chama} [°C] | D_g [$\times 10^{-4} m^2 \cdot s^{-1}$] | C_∞ [$\times 10^{-3} kmol \cdot m^{-3}$] | Sh | k_c [$m \cdot s^{-1}$] |
|-------------------|---------------------------|--|--|---------------|-------------------------------|
| Videira (1) | 469,7 | 1,07 | 3,50 | -33,08 | 0,111 |
| Videira (2) | 674,9 | 1,48 | 2,73 | 153,1 | 0,687 |
| Kiwi (1) | 554,2 | 1,19 | 3,11 | -134,9 | 0,217 |
| Kiwi (2) | 754,0 | 1,69 | 2,48 | 351,3 | 0,879 |
| Pinho/Videira (1) | 281,4 | 0,61 | 4,59 | -47,37 | 0,086 |
| Pinho/Videira (2) | 350,4 | 0,74 | 4,09 | 168,4 | 0,522 |
| Pinho/Videira (3) | 915,9 | 2,14 | 2,16 | 38,73 | -1,144 |
| Pinho/Videira (4) | 975,2 | 2,32 | 2,06 | 51,35 | -1,477 |

Os ensaios com Pinho/Videira foram repetidos com aumento da carga de combustível pois como se verifica pela Tabela 5.9, a \bar{T}_{chama} alcançada nos ensaios 1 e 2 foi muito baixa pondo em causa a combustão. Observa-se ainda que o aumento da temperatura se reflete no aumento da difusividade de O_2 no ar e diminuição pouco perceptível da concentração longe da partícula. Os valores realçados a negrito mostram resultados de Sh negativos e por isso sem sentido físico, descredibilizando mais uma vez o uso do modelo neste estudo.

Assim, a não linearidade dos resultados segundo um modelo que exige o ajuste linear e a redução do diâmetro impercetível a olho nu, paralelamente à obtenção de resultados fisicamente incoerentes permitem desprezar a hipótese de queima a massa volúmica constante.

A título de curiosidade, na Tabela 5.10 apresentam-se os resultados de tempo total de queima estimado por este modelo e o tempo experimental para se atingir uma fração mássica queimada de 80% para os ensaios em que não se observou $Sh < 0$ ou $k_c < 0$.

Tabela 5.10 - Resultados de tempo estimado pelo modelo e experimental

| Ensaio | Videira (2) | Kiwi (2) | Pinho/Videira (2) | Pinho/Videira (3) |
|--------------------------|-------------|----------|-------------------|-------------------|
| t_{modelo} [min] | 22,3 | 15,1 | 21,5 | 10,3 |
| $t_{experimental}$ [min] | 16,0 | 10,0 | 14,0 | 12,0 |

5.2.2 Modelo de queima a tamanho constante

A Figura 5.11 mostra o ajuste polinomial de ordem 2 à evolução da resistência global da combustão como função do decaimento do diâmetro do núcleo carbonoso em diferentes ensaios. Assim, como no modelo anterior, foram rejeitados os primeiros instantes por não representarem a etapa de combustão e outros pontos discordantes, marcados a vermelho, e a azul marcam-se os pontos considerados na regressão polinomial. Para o ajuste, considerou-se sempre a ordenada na origem nula ($1/k_c=0$) e o controlo exclusivamente difusivo como referido em Pinho (2011), já que tal aproximação faz todo o sentido atendendo à dimensão elevada da amostra. Outros ensaios encontram-se representados nas figuras constantes no Anexo E -.

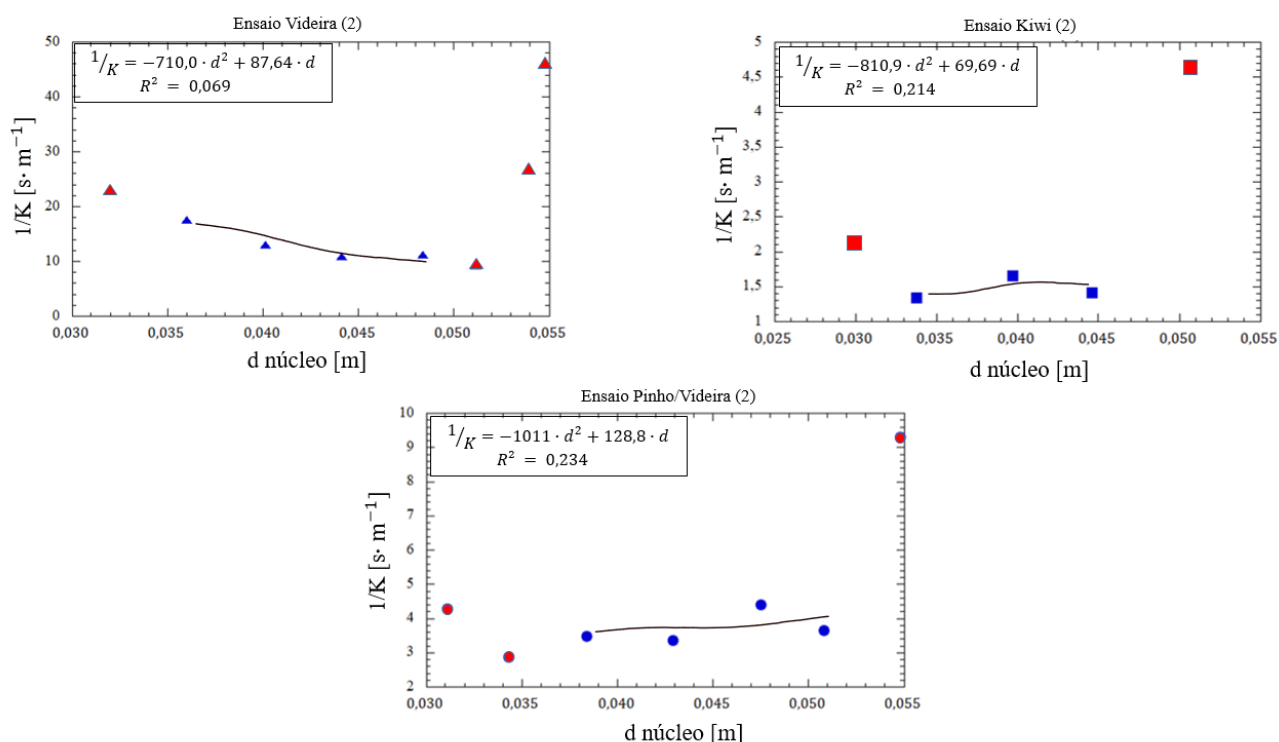


Figura 5.11 - Ajuste polinomial da evolução da resistência global à reação de combustão como função da redução do diâmetro equivalente para diferentes amostras.

É visível pela Figura 5.11 que os coeficientes de correlação não estão numa gama aceitável para considerar os resultados válidos, mas vale ressaltar que este estudo segue uma abordagem simplista baseada em aproximações. Seriam necessários mais pontos e mais ensaios com reprodutibilidade das condições operatórias.

A partir da regressão foram estimados os parâmetros ε e Sh considerando queima incompleta à superfície e a velocidade do ar nos interstícios da partícula calculados a partir de Sh e a partir do caudal mássico de ar seco. Os resultados desta estimativa apresentaram elevada

discrepância, desde valores de porosidade maiores que 1, a coeficientes de correlação próximos de zero e encontram-se tabelados no Anexo E -.

No que toca às velocidades de escoamento do ar, os valores são discutíveis pois dependem do cálculo correto de Sh e ε . Optou-se então por estimar U_i com base em valores de Sh obtidos a partir da equação (A.45) desprezando-se os valores obtidos pelo ajuste polinomial e comparar com a velocidade intersticial calculada com base no caudal mássico de ar seco $\dot{m}_{ar\ seco}$. Como os valores obtidos continuaram a não fazer qualquer sentido não se observando uma tendência, optou-se por recalcular o ajuste polinomial e estimou-se novamente a velocidade intersticial, considerando que a temperatura de chama era constante e igual a média da temperatura registada a cada segundo durante os ensaios. Os resultados encontram-se na Tabela 5.11.

Tabela 5.11 - Resultados do estudo pelo modelo de queima de partícula a tamanho constante

| Ensaio | \bar{T}_{chama} [°C] | Sh | ε | R^2 | $U_i(Sh)$ [m · s ⁻¹] | $U_i(\dot{m}_{ar\ seco})$ [m · s ⁻¹] |
|----------------|---------------------------|------|---------------|-------|-------------------------------------|---|
| Videira (1) | 479,5 | 78,2 | 0,09 | 0,819 | 25,8 | 4,85 |
| Videira (2) | 613,3 | 77,0 | 0,28 | 0,545 | 10,2 | 1,80 |
| Kiwi (1) | 590,6 | 78,1 | 0,92 | 0,354 | 3,16 | 0,65 |
| Kiwi (2) | 703,7 | 82,8 | 0,32 | 0,156 | 12,3 | 2,08 |
| Pinho/Vide (1) | 297,8 | 80,4 | 0,06 | 0,583 | 25,0 | 4,39 |
| Pinho/Vide (2) | 407,2 | 77,4 | 0,89 | 0,446 | 2,12 | 0,37 |
| Pinho/Vide (3) | 915,9 | 60,9 | 0,70 | 0,347 | 4,16 | 0,83 |
| Pinho/Vide (4) | 924,3 | 92,6 | 0,61 | 0,615 | 11,4 | 0,95 |

Relativamente à discrepância entre a porosidade do mesmo material em ensaios diferentes, esta pode dever-se ao fato de que apesar de as amostras não terem sido retiradas à mesma peça de briquete e de a compactação não garantir uma distribuição uniforme do material. Assim, duas peças podem ter porosidades distintas, em que uma pode desfazer-se com facilidade e outra ser muito mais densa.

6 Conclusões

O objetivo principal da presente dissertação foi o estudo do rendimento térmico de uma caldeira doméstica a combustíveis sólidos e numa segunda fase, o estudo da taxa de queima dos briquetes feitos a partir de poda de videira e kiwi. A queima destes materiais foi realizada considerando-se condições de regime permanente, mas esta aproximação é criticável uma vez que as sucessivas aberturas da câmara superior de combustão para adição de combustível causavam perturbações ao sistema que se refletiam nas medições dificultando o tratamento de dados.

Neste trabalho avaliou-se o desempenho da caldeira e quantificaram-se as emissões de gases poluentes para os materiais propostos (kiwi e videira) observando a influência da adição do serrim de pinho para melhoria das propriedades físico-químicas, o efeito do aumento da carga de combustível, do aumento da temperatura da água de alimentação e ainda, da alimentação de combustível mais espaçada.

Apesar da fraca compactação e combustão instável à medida que a extinção da chama ocorria muito facilmente, os briquetes de kiwi apresentaram os melhores resultados relativamente ao rendimento térmico, atingindo valores entre 70 e 80%. Os briquetes de poda de videira ficaram sempre aquém das expectativas no que concerne à compactação, à durabilidade e performance durante os ensaios de combustão, apenas apresentando alguma melhoria após adição do serrim de pinho na etapa de densificação do material, chegando a atingir os 70%.

Assim, apenas o kiwi cumpre o limite mínimo de 67,5% estipulado na norma EN 12809:2015 referente ao rendimento térmico de caldeiras domésticas a combustíveis sólidos.

A alimentação de combustível em grande quantidade e sem as sucessivas perturbações ao regime, se refletiu em bons resultados para a poda de videira, mas a diferença comparativamente ao que se observa para o kiwi não excede os 10%. Outra constatação da alimentação de combustível de uma única vez foi que o tempo médio necessário para dissipar os efeitos da abertura da câmara de combustão, é de cerca de 5 minutos. Deste modo concluiu-se que a rejeição dos instantes imediatamente após a alimentação para se realizar medições de parâmetros e para o tratamento de dados é uma abordagem bastante aceitável.

Pelo método indireto, calculou-se o rendimento térmico e fez-se uma estimativa das contribuições das perdas de calor sensível, de calor latente, pelos gases não queimados, pela superfície da caldeira e pelos sólidos não queimados. Observou-se para a poda de videira o

valor mais elevado de perdas por gases não queimados pela existência de monóxido de carbono nos gases de combustão, indo de acordo com o que se verificou na avaliação da higiene de combustão. A contribuição das outras perdas que englobam as perdas pela superfície da caldeira e pelos sólidos não queimados varia entre 5 e 11% da potência fornecida, sendo esta gama aceitável e os valores maioritariamente decorrentes das perdas pela superfície. Limitações na construção da caldeira, temperaturas de combustão baixas e possíveis problemas técnicos podem estar na base da magnitude das perdas térmicas.

Relativamente ao teor de cinzas no combustível, todos os materiais estudados excedem o limite máximo de 3% para combustíveis feitos a partir de resíduos florestais (classe B) para uso não industrial (Kofman, 2010). Este fato torna difícil a utilização em sistemas domésticos, não só devido à grande quantidade de material particulado libertado, mas também à limpeza onerosa exigida. Concluiu-se que a poda de videira é o material com maior teor de cinzas com um valor médio de 6,13% em base seca, muito superior ao que se obteve por análise imediata.

Para as emissões de monóxido de carbono, a videira que apresentava os valores mais elevados sofreu redução de 0,44%(v/v, b.s.) para 0,24%(v/v, b.s.) com aquecimento da água de alimentação e para 0,16%(v/v, b.s.) com adição do serrim de pinho. O kiwi sofreu redução de 0,35%(v/v, b.s.) para 0,097%(v/v, b.s.) com o aquecimento da água sendo este o melhor resultado. Assim, todos os materiais são aprovados segundo os requisitos da norma EN 12809:2015 estipula como limite máximo o valor de 1%.

Pelo fato do sistema em estudo corresponder a condições de mistura pobre (excesso de ar) e as temperaturas de combustão serem relativamente baixas, conclui-se que o mecanismo de formação do NO é baseado apenas na composição do combustível constituindo uma contribuição vestigial na higiene da combustão. Os valores de NO estiveram sempre entre 100 e 200 ppm registando-se os maiores valores para a mistura pinho/videira. No caso do NO₂, a presença é ainda menor, registando-se valores entre 10 e 12 ppm.

Conclui-se assim, que os briquetes produzidos a partir da poda de videira apresentam o pior potencial de aproveitamento no que concerne ao rendimento térmico e à higiene da combustão, se não for utilizado nenhum aditivo. O kiwi apresenta bom rendimento e uma queima limpa apesar da baixa capacidade de compactação e instabilidade da chama. O serrim de pinho constitui uma boa alternativa para melhoria das propriedades de ambos os materiais em estudo.

No que toca às emissões de poluentes, concluiu-se que estas podem ser reduzidas com o aumento do caudal mássico de combustível ou com a alimentação mais espaçada. O aumento da temperatura de entrada da água também teve efeitos positivos na higiene da combustão

para os dois materiais. Verificou-se ainda a alimentação de grandes quantidades de combustível num ato único pode ajudar a reduzir as emissões de CO devido ao aumento da temperatura na câmara de combustão provocado pela redução do excesso de ar, mas o tempo para a nova adição deve ser devidamente estimado de modo a evitar a queda do rendimento térmico por escassez de combustível.

Para a segunda fase de ensaios foram avaliadas as taxas de queima dos diferentes materiais seguindo aproximações e modelos matemáticos. Estas aproximações são relacionadas ao regime de funcionamento da caldeira considerado permanente, à geometria cilíndrica da partícula lenhosa em estudo considerada como esférica e de coque, ao limite inferior de 20% da massa inicial da amostra para determinar o fim da queima e à interrupção da combustão nos instantes de medição no exterior da caldeira.

A partir do cálculo da resistência global à reação de queima como função do decaimento do diâmetro da partícula, determinou-se o ajuste linear conforme o modelo de massa volúmica constante. À partida observou-se um comportamento diferente do expectado na medida em que a resistência global deveria aumentar com a redução do diâmetro e o ajuste linear não se adequava aos dados obtidos mesmo após a rejeição dos primeiros instantes de queima e outros pontos discordantes, obtendo-se coeficientes de correlação muito baixos.

Ainda seguindo o modelo de queima a massa volúmica constante, determinou-se Sh e k_c . A não linearidade do ajuste aliada à incoerência dos resultados invalidou o uso deste modelo de estudo da taxa de queima.

O modelo matemático de queima a tamanho constante em que se considera que as cinzas libertadas durante a reação heterogénea não se desagregam da partícula, acumulando-se de modo a formar uma camada de espessura crescente, foi então avaliado. Considerou-se logo de início controlo difusivo e queima incompleta à superfície sustentados pela não adequação ao modelo de massa volúmica constante e por observação do registo fotográfico ao longo de cada ensaio. Obtiveram-se valores de Sh entre 60 e 100 indicando a relevância dos efeitos convectivos na câmara de combustão e velocidades intersticiais calculadas com base no caudal mássico de gases de chaminé, entre 0,4 e 5,0 $m \cdot s^{-1}$. A velocidade intersticial calculada a partir de Sh varia entre 2 e 26 $m \cdot s^{-1}$, mas não é considerada válida neste trabalho pois é muito influenciada pela temperatura além de depender da correta estimativa da porosidade.

Com este estudo concluiu-se que o kiwi comparativamente a videira e mistura de videira e pinho, apresenta maior taxa de queima.

7 Avaliação do trabalho realizado

7.1 Objetivos Realizados

Nesta dissertação estimaram-se as perdas térmicas pela caldeira e o rendimento térmico para os dois materiais propostos (videira e kiwi) e testou-se o efeito da adição de serrim de pinho para melhoria de características. Estudou-se a viabilidade ambiental e energética da queima de ambos os materiais. Por fim comparou-se a taxa de queima de ambos os materiais e concluiu-se relativamente ao controlo reacional, cumprindo-se os objetivos.

7.2 Sugestões para trabalhos futuros

O procedimento experimental para os ensaios de rendimento teve como pontos menos favoráveis a demora da etapa de ignição e a etapa de limpeza após arrefecimento total da caldeira. Para trabalhos futuros sugere-se a instalação de um suporte na porta interior da câmara superior que permita durante a etapa de ignição, manter o archote fixo através do orifício de visualização de chama e esta porta fechada para acelerar a ignição do combustível e a colocação de tabuleiro removível de aço na câmara inferior por baixo do refratário de modo a facilitar a remoção das cinzas.

Quanto ao erro obtido no cálculo do caudal mássico de gases de exaustão, é necessário o aumento do comprimento da chaminé e alocação do tubo de Pitot a uma altura adequada como sugerido na Figura C.3 presente no Anexo C -, permitindo um escoamento regular.

Devem ainda ser repetidos os ensaios com admissão de água quente à caldeira e testados os efeitos da adição de serrim de pinho ou outro material que aumente a compactação dos briquetes de kiwi e melhorar a qualidade da queima. O intervalo entre adições de combustível deverá também ser devidamente estimado.

Relativamente aos ensaios da taxa de queima, estes foram bastante complexos e tem-se a noção clara que a repetida interrupção da queima com a extração e pesagem da partícula a queimar leva porventura a resultados pouco credíveis. Foi, contudo, um primeiro passo, aliás testado inicialmente por Silva (2018), sendo que no presente trabalho se tentou obter mais informação com outros tipos de biomassa, seguindo-se ainda igual procedimento. O passo a seguir será o de se furar a caldeira e enfiar um cabo que poderá temporariamente suspender a rede que contém a partícula de biomassa cuja taxa de queima se pretende avaliar, podendo então usar-se um pequeno dinamómetro para periodicamente se pesar a partícula garantindo assim interferências mínimas no regime da queima.

8 Referências

- Abbasi, T., & Abbasi, S. (2010). Biomass energy and the environmental impacts associated with its production. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14, pp. 919-937.
- AEBIOM. (2017). *European Bioenergy Outlook*. Statistical Report, European Biomass Association, Brussels. Obtido de <http://www.aebiom.org/wp-content/uploads/2017/10/FINAL-AEBIOM-2017-STATISTICAL-REPORT.pdf>
- Allen, B., Kretschmer, B., Baldock, D., Menadue, H., Nanni, S., & Tucker, G. (2014). *Space for energy crops - assessing the potential contribution to Europe's energy future*. BirdLife Europe, European Environmental Bureau and Transport & Environment. London: IEEP.
- ANGOP. (2018). Benguela: Fábrica poderá voltar a produzir papel no Alto Catumbela. *ANGOP*.
- António, S. (2013). *O Processo de Privatização e sua Influência Empresarial: Angola 1989-2012*. Tese de Doutoramento, Instituto Universitário de Lisboa.
- APA. (2018). *Política UE 2020*. Obtido de Agência Portuguesa do Ambiente: <https://www.apambiente.pt/index.php?ref=16&subref=81&sub2ref=119&sub3ref=506>
- Azevedo, P. J. (2013). *Uma análise dos efeitos da crise económico-financeira sobre as políticas de incentivo às energias renováveis*. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Economia da Universidade do Porto.
- Borkowska, H., & Molas, R. (2013). Yield comparison of four lignocellulosic perennial energy crop species. *Biomass and Bioenergy*, 51, 145-153.
- Borman, G. L., & Ragland, K. W. (1998). *Combustion engineering*. Boston, USA: VGM Career Books.
- Brasil Biomassa. (2018). *Projetos Industriais Sustentáveis*. Obtido de Brasil Biomassa: <https://www.brasilbiomassa.com.br/>
- Caetano, T. P. (2012). Perfil Florestal de Angola. *1º Congresso de Engenheiros de Língua Portuguesa*. Lisboa.
- CO.MA.FER. (2017). DINAMIC 70N V.01. *Manual of Instructions for use and maintenance*.
- Coelho, P. J. (2014). Medições de Caudal por diferenças de pressão. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Coelho, P., & Costa, M. (2007). *Combustão*. Amadora, Portugal: Edições Orion.

- Comissão Europeia. (2018). *Procedimento em caso de défice excessivo (PDE)*. Obtido de Europa.eu: https://eur-lex.europa.eu/summary/glossary/excessive_deficit_procedure.html?locale=pt
- Demirbas, A. (2003). Relationships Between Heating Value and Lignin, Fixed Carbon, and Volatile Material Contents of Shells from Biomass Products. *Energy Sources* 25, 629-635. doi:10.1080/00908310390212336
- DGEG. (2015). *A energia em Portugal-2013*. Estatística Anual, Lisboa, Portugal.
- DGEG. (2018). *Fatura Energética Portuguesa 2017*. Lisboa, Portugal.
- Diniz, A. (1991). *Angola: o meio físico e potencialidades agrárias*. Lisboa, Portugal: Ministério dos Negócios Estrangeiros.
- Direcção Regional de Agricultura e Pescas do Centro. (2007). *Estratégias Estratégicas de Frutos Frescos - Kiwi. Programa de Desenvolvimento Rural - Região Centro*.
- DNFF. (2010). *Culturas Energéticas Florestais - Primeira Abordagem do Levantamento da Situação Actual*. Direcção Nacional das Fileiras Florestais, Lisboa, Portugal.
- DOE. (Julho de 2012). Thermochemical Conversion: Using Heat and Chemistry to Make Fuels and Bioproducts. *Biomass Program*, pp. 3,4.
- EDP. (2017). *Energy Outlook*. Lisboa, Portugal.
- EIA. (Junho de 2018). *Biomass Explained*. Obtido de U.S. Energy Information Administration: https://www.eia.gov/energyexplained/index.php?page=biomass_home
- EnergyLab. (2018). *Biomassa-AP*. Obtido em 18 de Setembro de 2018, de <http://biomassa-ap.com/objetivos/>
- ENplus Briquettes. (January de 2013). Manual for the Certification of Wood briquettes. *European Standard EN 14961-3*, 12. Berlim: Deutsches Pelletinstitut GmbH (DEPI). Obtido de <http://enplus-briquettes.eu/media/filebase/files/Downloads%20EN/ENplus%20Manual%20for%20the%20Certification%20of%20Wood%20Briquettes.pdf>
- Eriksson, S., & Prior, M. (1990). *The briquetting of agricultural wastes for fuel*. Roma, Italy: Food and Agriculture Organization of the United Nations. doi:ISBN 92-5-102918-0
- Eurostat. (2018a). *Estatísticas das energias renováveis*. Obtido de Eurostat: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Renewable_energy_statistics/pt#Quota_de_energia_proveniente_de_fontes_renov.C3.A1veis_-_eletricidade

- Eurostat. (2018b). *Supply, transformation and consumption of electricity - annual data*. Obtido de Eurostat: http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/show.do?dataset=nrg_105a&lang=en
- Ferreira, A. L. (2015). *Culturas energéticas: produção de biomassa e bioenergia*. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, Coimbra, Portugal.
- Ferreira, T. V. (2013). *Estudo experimental sobre a influência de diferentes tipos de peletes de Acacia e Cytisus (spp.) na eficiência térmica de uma caldeira doméstica de 20 kW*. Dissertação de mestrado, Instituto Politécnico de Viseu, Viseu, Portugal.
- Freitas, M. A. (2014). *Gestão e Quantificação de Resíduos na Atividade Vitícola, Avaliação de Ciclo de Vida e Proposta de Plano de Gestão*. Dissertação de Mestrado, Instituto Superior de Agronomia da Universidade de Lisboa, Lisboa, Portugal. Obtido em 18 de Setembro de 2018
- Gaines, P. (2016). *Trace Analysis Guide: Part 14: Ashing Sample Preparation Procedures*. Obtido de INORGANIC VENTURES: <https://www.inorganicventures.com/ashing-sample-preparation-procedures>
- Glassman, I. (1977). *Combustion*. New York: Academic Press.
- Grover, P., & Mishra, S. (1996). *Biomass briquetting: technology and practices*. Bangkok: FAO Regional Wood Energy Development Programme.
- INE. (2017a). Estatísticas Agrícolas, 18. *Estatísticas Oficiais*, pp. 22-159.
- INE. (2017b). *Comércio Internacional de Bens*. Lisboa, Portugal.
- INEGI. (2011). *Sistemas de Energia - Oferta de ID&I*. Obtido de <http://www.inegi.pt/ofertaidi.asp?idm=2&idsubm=2&id=9&LN=>
- IRENA. (2018). *BIOENERGY*. Obtido de IRENA: www.irena.org/BIOENERGY
- ISO. (2015). Solid biofuels – Determination of moisture content – Oven dry method. Obtido de <https://www.iso.org/standard/61637.html>
- Jenkins, B. M., Baxter, L. L., & Koppejan, J. (2011). Biomass Combustion. Em R. C. Brown (Ed.), *Thermochemical Processing of Biomass* (pp. 13-46). Iowa, Iowa: John Wiley & Sons.
- Johnson, J. E. (September de 1994). Formation and reduction of nitrogen oxides in fluidized-bed combustion. *Fuel*, 73(9), pp. 1398-1415.

- Kaushika, N., Reddy, K., & Kaushik, K. (2016). Biomass Energy and Power Systems. Em *Sustainable Energy and the Environment: A Clean Technology Approach* (pp. 123-130). New Delhi, India: Springer.
- Kofman, P. D. (2010). Preview of European standards for solid biofuels. 17. Dublin, Ireland: COFORD. Obtido de <http://www.woodenergy.ie/media/coford/content/publications/projectreports/cofordconnects/pp23.pdf>
- Martino, J. (s.d.). *Kiwicultura*. Obtido de Espaço Visual: <http://www.espaco-visual.pt/kiwicultura>
- McKendry, P. (2002a). Energy production from biomass (part 1): overview of biomass. *Bioresource Technology* 83, 37-46.
- McKendry, P. (2002b). Energy production from biomass (part 2): conversion technologies. *Bioresource Technology* 83, 47-54.
- Núñez-Regueira, L., Rodríguez-Añon, J. A., Proupín-Castiñeiras, J., Vilanova-Diz, A., & N.Montero-Santoveña. (26 de April de 2001). Determination of calorific values of forest waste biomass by static bomb calorimetry. *Thermochimica Acta*, 371(1-2), 23-31.
- Nussbaumer, T. (2003). Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction. *Energy & Fuels* 17, 17(6), 1510-1521.
- Panwar, N. L., Kothari, R., & Tyagi, V. V. (2012). Thermo chemical conversion of biomass - Eco friendly energy routes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, pp. 1801-1816.
- Philp, J., Schieb, A., & Chelly, M. M. (Février de 2017). Understanding value chains in industrial biotechnology. *Réalités Industrielles* 2017/1, 56-65. Obtido de http://www.annales.org/ri/2017/ri_fevrier_2017.pdf
- Phitsuwan, P., Sakka, K., & Ratanakhanokchai, K. (2013). Improvement of lignocellulosic biomass in planta: A review of feedstocks, biomass recalcitrance, and strategic manipulation of ideal plants designed for ethanol production and processability. *Biomass and Bioenergy*, 58, 390-405.
- Pinho, C. M. (Abril de 2011). *Combustão*. Universidade do Porto, Departamento de Mecânica, Porto, Portugal.
- Pinto, A. M. (2006). IV - Tratamento mais geral do problema da difusão. *Sebenta de Fenómenos de Transferência II*. Porto, Portugal.

- Pinto, M. P. (2014). *A Crise da Dívida Soberana na Área do Euro*. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Economia da Universidade do Porto, Porto, Portugal.
- Quaak, P., Knoef, H., & Stassen, H. (1999). *Energy from Biomass: a review of combustion and gasification*. Technical paper, THE WORLD BANK, Washington D.C.
- Sanfilippo, M. (2014). *Trinta Árvores e Arbustos do Miombo Angolano: Guia de campo para a identificação*. Florença, Itália: COSPE.
- Sharma, S., Meena, R., Sharma, A., & Goyal, P. (Março de 2014). Biomass Conversion Technologies for Renewable Energy and Fuels: A Review Note. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 29-32.
- Silva, M. V. (2018). *Estudo da queima de briquetes de biomassa numa salamandra*. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal.
- Soares, P. A., & Rossell, C. E. (2007). Conversão da Celulose pela tecnologia Organosolv. *Núcleo de Análise Interdisciplinar de Políticas e Estratégias da Universidade de São Paulo*, pp. 1-3.
- Solzaima. (2017). Caldeira de Lenha SZM IW 24,34 e 44 kW. *Manual de Instruções*. Portugal.
- Speight, J. G. (2017). *Environmental Organic Chemistry for Engineers*. Amsterdam, Netherlands: Butterworth-Heinemann.
- Terron, P. U. (2010). *Tratado de Fitotecnia General*. Madrid, Espanha.
- the Dutch Institute on Applied Scientific Research. (1992). *TNO: Kleinschalige verbranding van schoon afvalhout in Nederland*. Prepared for NOVEM, Utrecht, the Netherlands.
- Thek, G., & Obernberger, I. (2012). *The Pellet Handbook: The Production and Thermal Utilization of Biomass Pellets*. Routledge. doi:1136539913
- Tumuluru, J. S., Wright, C. T., Kenney, K. L., & Hess, J. R. (2010). *A Review on Biomass Densification for Energy Application*. Idaho, USA: Idaho National Laboratory.
- van Loo, S., & Koppejan, J. (2008). *The Handbook Of Biomass Combustion And Co-Firing*. London, UK: Earthscan.
- Venderbosch, R. H., & Prins, W. (2011). Fast Pyrolysis. Em R. C. Brown (Ed.), *Thermochemical processing of biomass: conversion into fuels, chemicals, and power* (pp. 124-125). Iowa, USA: Wiley.
- Zhu, Q. (2014). *Coal sampling and analysis standards*. London: IEA Clean Coal Centre. Obtido de

https://www.usea.org/sites/default/files/042014_Coal%20sampling%20and%20analysis%20standards_ccc235.pdf

Anexo A - Metodologia de cálculo

Neste anexo serão descritos os procedimentos de cálculo aplicados ao longo da dissertação assim como as considerações para as aproximações aos modelos. Apenas foram considerados resultados obtidos em condições de regime permanente.

A.1 Ensaio de rendimento térmico

O rendimento térmico da caldeira foi determinado pelo método direto e posteriormente verificado pelo método indireto recorrendo-se à estimativa das perdas térmicas durante os ensaios. No tratamento de dados foram desprezados os momentos de adição de combustível à caldeira devido às perturbações ao regime permanente, considerando-se apenas os 5 minutos intermédios. A seguir encontram-se descritos os procedimentos de cálculo para cada um dos parâmetros necessários para o estudo.

A.1.1 Caudal mássico de combustível

O caudal mássico de combustível alimentado foi estimado pela razão entre a massa de material previamente pesado, adicionado à caldeira e o instante de tempo até o momento de adição de nova carga, conforme a equação (A.1).

$$\dot{m}_{comb,i} = \frac{m_{comb,i}}{\Delta t} \quad (A.1)$$

em que $\dot{m}_{comb,i}$ é o caudal mássico de combustível alimentado no instante i e $m_{comb,i}$ é a massa de combustível e Δt é o intervalo de tempo entre as sucessivas adições. Para obtenção do caudal mássico de combustível em base seca, foi feita a conversão segundo a equação (A.2).

$$\dot{m}_{comb,b.s.} = \dot{m}_{comb,b.h.} (1 - \alpha) \quad (A.2)$$

sendo $\dot{m}_{comb,b.s.}$ o caudal mássico de combustível seco, $\dot{m}_{comb,b.h.}$ é o caudal mássico em base húmida, vulgarmente designado por “como recebido” e α é o teor de humidade no combustível verificado antes de cada ensaio por análise da perda a 105 °C.

A.1.2 Caudal mássico de gases de combustão (húmido e seco) por medição e teórico

O caudal mássico de gases húmidos de combustão foi estimado com base na medição da pressão dinâmica através do tubo de Pitot standard conectado ao manómetro de pressão digital seguido do cálculo da velocidade média e da massa volúmica dos gases de combustão (em base húmida) através da expressão (A.3).

$$\dot{m}_{g.h.} = \rho_{g.h.} \cdot \bar{v}_{g.h.} \cdot A_c \quad (A.3)$$

em que $\dot{m}_{g.h.}$ é o caudal mássico de gases húmidos, $\rho_{g.h.}$ é a massa volúmica de gases húmidos, $\bar{v}_{g.h.}$ é a velocidade média dos gases e A_c é a área de secção da chaminé.

A velocidade média, $\bar{v}_{g.h.}$ foi estimada através da equação (A.4, baseando-se na medição da pressão dinâmica do escoamento em três pontos distintos da chaminé, $P_{din,1}$, $P_{din,2}$ e $P_{din,3}$, definidos por $0,08D$, $0,50D$ e $0,92D$, ou seja, centro e proximidade da parede da chaminé, onde D corresponde ao diâmetro da conduta tal como mostra a Figura 4.3.

$$\bar{v}_{g.h.} = \frac{[2\sqrt{2P_{din,1}} + \sqrt{2P_{din,2}} + 2\sqrt{2P_{din,3}}]}{5\sqrt{\rho_{g.h.}}} \quad (A.4)$$

Nesta equação (A.4 os valores de $P_{din,i}$ correspondem à diferença entre as pressões de estagnação e pressões estáticas em cada um dos pontos definidos. A massa volúmica dos gases húmidos é aferida através da equação dos gases ideais (A.5.

$$\rho_{g.h.} = \frac{P_{amb} + P_c}{\mathcal{R}_{g.h.} T_g} \quad (A.5)$$

Na equação anterior P_{amb} é a pressão ambiente, P_c é a pressão estática na chaminé medida em qualquer ponto do seu diâmetro, T_g é a temperatura dos gases de combustão à saída e $\mathcal{R}_{g.h.}$ é a constante dos gases húmidos estimada pela razão entre a constante universal dos gases ideais expressa em unidades do sistema internacional e a massa molar dos gases húmidos aferida pela média ponderada das massas molares de cada um dos gases poluentes considerados no presente trabalho, conforme apresentado na equação (A.6.

$$\mathcal{R}_{g.h.} = \frac{R}{\sum_{i=1}^n (x_{h,i} \cdot M_{P,i})} \quad (A.6)$$

A constante universal dos gases ideais R equivale a $8,314 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ (ou seja, $\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), $M_{P,i}$ é a massa molar de cada produto gasoso e $x_{h,i}$ é a fração volúmica dos gases libertados, em base húmida.

Para verificação dos resultados, o caudal mássico de gases húmidos com base no caudal de produtos, \dot{m}_p , considerando que este corresponde a soma do caudal de combustível e caudal de ar húmido, foi estimado por meio da equação (A.7 e posteriormente foi calculado o erro relativo entre o valor experimental por Pitot e o previsto pela equação próxima à realidade, $erro_{g.h.}$.

$$\dot{m}_p \equiv \dot{m}_{comb,h} + \dot{m}_{ar,h} = \dot{m}_{comb,h} + [4,76 \cdot F_{R,0} \cdot (1 + e) \cdot M_{ar} \cdot (1 + w_{ar})] \quad (A.7)$$

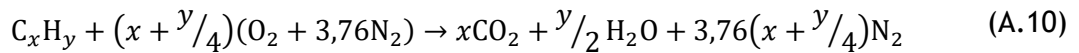
$$erro_{g.h.} = \frac{(\dot{m}_{g.h.} - \dot{m}_p)}{\dot{m}_{g.h.}} \quad (A.8)$$

Para estimar o caudal de gases secos de combustão, é feita a conversão com base na medição da humidade absoluta no efluente gasoso, w_g , expressa em $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$ conforme a equação (A.9).

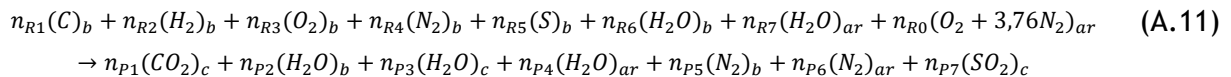
$$\dot{m}_{g.s.} = \frac{\dot{m}_{g.h.}}{1 + w_g} \quad (A.9)$$

A.1.3 Equação estequiométrica de combustão

A reação de combustão pode ser de estequiometria muito complexa, podendo ser completa ou incompleta conforme a presença de moléculas de combustível nos produtos. A equação genérica de combustão completa de um hidrocarboneto usando como comburente o ar atmosférico onde 1 kmol de O_2 envolve $x\text{O}_2/x\text{N}_2 = 3,76$ kmol de N_2 (em base seca), toma a forma:



Para combustão estequiométrica completa de combustível sólido, apresenta-se a equação (A.11) escrita com os índices b , ar e c que discriminam a proveniência (briquetes, ar e produtos de combustão) de cada um dos compostos assim como os coeficientes estequiométricos n_{Ri} e n_{Pi} para reagentes e produtos respetivamente.



Os coeficientes da equação (A.11) são aferidos pela razão entre a fração mássica do composto i em base húmida e a correspondente massa molar, segundo a equação (A.12), expressos em $\text{kmol} \cdot \text{kg}_{\text{comb}}^{-1}$.

$$n_{Ri} = \frac{y_{h.i.}}{M_{Ri}}; n_{Pi} = \frac{y_{h.i.}}{M_{Pi}} \quad (A.12)$$

O cálculo dos coeficientes é feito por meio da resolução do sistema de equações que descreve o balanço material a cada elemento envolvido na reação conforme a Tabela A.1.

Tabela A.1- Equações para o cálculo dos coeficientes estequiométricos

| Elemento | Reagentes | Produtos |
|----------|-------------------|--------------------------|
| C | n_{R1} | n_{P1} |
| H | n_{R6} | n_{P2} |
| H | n_{R2} | n_{P3} |
| H | n_{R7} | n_{P4} |
| O | $2n_{R3}+2n_{R0}$ | $n_{P3}+2n_{P1}+2n_{P7}$ |
| N | n_{R4} | n_{P5} |
| N | $3.76n_{R0}$ | n_{P6} |
| S | n_{R5} | n_{P7} |

A incógnita n_{R7} dependente apenas da humidade absoluta do ar atmosférico, w_{ar} (medida ao longo de cada ensaio), da massa molar da água e da massa de ar seco teórica conforme a equação (A.13) e esta última, calculada a partir da equação (A.14).

$$n_{R7} = \frac{w_{ar} \cdot m_{ar\ seco,t}}{M_{H2O}} \quad (A.13)$$

$$m_{ar\ seco,t} = 4,76 \cdot n_{R0} \cdot M_{ar} \quad (A.14)$$

A.1.4 Balanço material

Em sistemas de queima como os fornos industriais, ou em pequenos sistemas domésticos, a combustão é geralmente do tipo oxidante uma vez que as misturas são pobres em combustível, estabelecendo-se o conceito de excesso de ar como a percentagem de comburente que ultrapassa o teor de ar teórico. Na prática, as condições que permitem uma queima completa não são sempre atingidas, mas devem ser estimadas de modo a permitir a otimização do processo e reduzir a libertação de poluentes gerados pela combustão incompleta (CO, HCs, H₂ e PM_x).

A determinação da equação real de combustão a partir do conhecimento da composição dos fumos permite estimar a riqueza da mistura (proporção combustível/comburente) e avaliar a qualidade do combustível e o desempenho do queimador. Para combustão incompleta apresenta-se a equação que se aproxima da realidade, (A.15) escrita com os índices b , ar e c que discriminam a proveniência (briquetes, ar e produtos de combustão) de cada um dos compostos assim como os coeficientes estequiométricos n'_{Ri} e n'_{Pi} para os reagentes e os produtos respetivamente aferidos a partir da equação (A.12) e expressos em kmol de i/kg de combustível.

$$\begin{aligned}
 & n'_{R1}(C)_b + n'_{R2}(H_2)_b + n'_{R3}(O_2)_b + n'_{R4}(N_2)_b + n'_{R5}(S)_b + n'_{R6}(H_2O)_b + n'_{R7}(H_2O)_{ar} + \\
 & n'_{R0}(1+e)(O_2 + 3,76N_2)_{ar} \rightarrow n'_{P1}(CO_2)_c + n'_{P2}(H_2O)_b + n'_{P3}(H_2O)_c + n'_{P4}(H_2O)_{ar} + \\
 & n'_{P5}(N_2)_b + n'_{P6}(N_2)_{ar} + n'_{P7}(SO_2)_c + n'_{P8}(O_2)_{ar} + n'_{P9}(CO)_c + n'_{P10}(NO)_c + n'_{P11}(NO_2)_c
 \end{aligned} \quad (A.15)$$

A estimativa dos coeficientes pode ser feita por balanço material aos elementos de acordo com a Tabela A.2:

Tabela A.2 - Equações para o cálculo dos coeficientes da equação real

| Elemento | Reagentes | Produtos |
|----------|--|--|
| C | n'_{R1} | $n'_{P1} + n'_{P9}$ |
| H | n'_{R6} | n'_{P2} |
| H | n'_{R2} | n'_{P3} |
| H | n'_{R7} | n'_{P4} |
| O | $2n'_{R0}(1+e) + 2n'_{R3}$ | $2n'_{P1} + n'_{P3} + 2n'_{P7} + 2n'_{P8} + n'_{P9}$ |
| N | n'_{R4} | n'_{P5} |
| N | $3.76n'_{R0}(1+e) - (n'_{P10} + n'_{P11})/2$ | n'_{P6} |
| S | n'_{R5} | n'_{P7} |

É importante ressaltar que os coeficientes relativos aos óxidos de azoto podem ser desprezados pois não têm contribuição relevante para o balanço material. Uma vez que os coeficientes dos reagentes foram expressos em $\text{kmol} \cdot \text{kg}_{\text{comb}}^{-1}$ e os coeficientes dos produtos foram estimados com base na corrente gasosa e expressos em $\text{kmol} \cdot \text{kg}_{\text{gás,h}}^{-1}$, foi feita a uniformização das unidades para caudais molares, $F_{R,i}$ e $F_{P,i}$ expressos em $\text{kmol} \cdot \text{h}^{-1}$ recorrendo à estequiometria e aos caudais mássicos de combustível e de gases húmidos.

O sistema de equações empregue apresenta-se da seguinte forma:

- 1) $F_{R,1} = F_{P,1} + F_{P,9}$
- 2) $F_{R,j} = m_j \cdot \dot{m}_{\text{comb,h}}$ (em que $j = 2$ até 6)
- 3) $F_{R,7} = \frac{w_{ar} \cdot \dot{m}_{ar \text{ seco}}}{M_{H_2O}}$
- 4) $F_{R,0}(1+e) = \frac{2F_{P,1} + F_{P,3} + 2F_{P,8} + F_{P,9} - 2F_{R,3}}{2}$
- 5) $F_{P,k} = n'_k \cdot \dot{m}_{g,h}$ (em que $k = 1$ e de 8 até 11)
- 6) $F_{P,2} = F_{R,6}$
- 7) $F_{P,3} = F_{R,2}$

- 8) $F_{P,4} = F_{R,7}$
- 9) $F_{P,5} = F_{R,4}$
- 10) $F_{P,6} = 3,76F_{R,0}(1 + e) - (F_{P,10} + F_{P,11})/2$
- 11) $F_{P,7} = F_{R,5}$

Onde o $\dot{m}_{ar\ seco}$ depende do excesso de ar previamente estimado com base no x_{s,O_2} como mostra a equação (A.16).

$$\dot{m}_{ar\ seco} = (A / C_s) \cdot (1 + e_x) \cdot \dot{m}_{comb,s} \quad (A.16)$$

e $e_x = \frac{x_{s,O_2}}{0,21 - x_{s,O_2}}$ é o excesso de ar, função da fração volúmica de O_2 em base seca, expresso em percentagem.

Aferiu-se também o excesso de ar pela razão entre o caudal molar real e caudal molar estequiométrico de acordo com a equação (A.17).

$$e_{eq} = \frac{F_{R,0}(1 + e)}{m_0 \cdot \dot{m}_{comb,h}} - 1 \quad (A.17)$$

A.1.5 Rendimento térmico pelo método direto

Num sistema como o permutador de calor acoplado à caldeira, a transferência de energia entre os gases de combustão e o fluido que escoar no interior do permutador dá-se unicamente por troca de calor. Pela definição de capacidade calorífica, $C_p = \frac{dQ}{dT}$, expresso em $J \cdot K^{-1}$ o calor transferido a um fluido é definido por,

$$dQ_u = C_p \cdot dT \quad (A.18)$$

O método direto de cálculo do rendimento térmico de caldeiras tem como base a análise da potência que é transmitida a um fluido de trabalho (água de aquecimento) relativamente à potência fornecida ao equipamento pela queima do combustível de acordo com a equação (A.19).

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_{forn}} \quad (A.19)$$

Onde \dot{Q}_u é a potência útil determinada pelo produto $\dot{m}_{\text{água}} \cdot c_{p,\text{água}} \cdot (T_{\text{água},s} - T_{\text{água},e})$ e \dot{Q}_{forn} é a potência a qual opera o equipamento, determinada pelo produto $\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}$.

Por este método, calculou-se o rendimento tanto em base seca para permitir comparação direta entre os combustíveis, como em base húmida para uma abordagem mais

realista, uma vez que na prática, em caldeiras do tipo doméstico, o combustível é queimado tal como é recebido, não passando por etapas de secagem prévia.

A.1.6 Rendimento térmico pelo método indireto

O cálculo do rendimento de caldeiras pelo método indireto é padronizado pelas normas ASME que apenas admitem condições de regime permanente e contabilizam todas as perdas térmicas do processo incluindo resíduos. Esta metodologia exige que sejam conhecidas as frações de inertes, de cinzas volantes e de cinzas de fundo no combustível após devida separação e o teor de carbono nas cinzas. Devido a impossibilidade de realizar análises de composição das cinzas, as perdas pelos resíduos mencionadas na norma foram estimadas por diferença.

Deste modo, aplicou-se o método indireto baseado no diagrama de *Sankey* que contabiliza perdas por troca de calor com a água, pelos gases não queimados, pelos gases de escape, por condução, convecção e radiação, entre outras.

Perdas por gases não queimados: o facto de a combustão não ser completa reflete-se diretamente na presença de resíduos de combustível e produtos intermediários na corrente dos gases de exaustão, sendo a contabilização do monóxido de carbono de extrema importância. As perdas por não queimados ou perdas por queima incompleta foi calculada a partir da equação (A.20).

$$\dot{Q}_{gnq} = \dot{m}_{g,h}(y_{CO}PC_{CO} + y_{HC}PCI_{HC}) \quad (A.20)$$

Em que $\dot{m}_{g,h}$ é o caudal mássico de gases húmidos, y_{CO} é a fração mássica de CO na corrente gasosa e PC_{CO} é o poder calorífico de CO, de 10132 kJ.kg^{-1} . A contribuição dos hidrocarbonetos não foi considerada pois exigiria que fossem utilizados analisadores de compostos orgânicos voláteis com detetores de ionização de chama para resultados expressos em gás metano ou propano equivalente, que o laboratório no momento da realização dos testes não possuía.

Perdas de calor sensível pelos gases: referem-se ao aumento de temperatura dos gases de combustão e foram estimadas pela equação (A.21).

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{g,h} \cdot c_{p,g,h} \cdot (T_g - T_{amb}) \quad (A.21)$$

Em que T_g é a temperatura dos gases medida à saída da chaminé, T_{amb} é a temperatura ambiente e $c_{p,g,h}$ é o calor específico a pressão constante dos gases de exaustão em função da temperatura média estimado pela equação (A.22), desprezando-se a contribuição do dióxido de enxofre.

$$c_{p,g,h}(\bar{T}_{g,amb}) = y_{h,CO_2} \cdot c_{p,CO_2} + y_{h,CO} \cdot c_{p,CO} + y_{h,H_2O} \cdot c_{p,H_2O} + y_{h,O_2} \cdot c_{p,O_2} + y_{h,N_2} \cdot c_{p,N_2} \quad (A.22)$$

Perdas de calor latente pelos gases: referem-se à potência térmica libertada na mudança de fase da água contida no combustível, excluindo a humidade do ar e a água formada durante a combustão e foram estimadas a partir da equação (A.23).

$$\dot{Q}_l = \alpha \cdot \dot{m}_{comb} \cdot h_{lv} \quad (A.23)$$

Onde α é a fração mássica de água no combustível expressa em kg.kg_{comb}^{-1} e h_{lv} é o calor latente de vaporização a 298 K igual a $2442,1 \text{ kJ.kg}^{-1}$.

Outras perdas de calor: devido à complexidade no cálculo de perdas por convecção, condução e radiação, estas são normalmente estimadas com base em aproximações que levam a erros consideráveis como é o caso da norma DIN 1942 que sugere a expressão (A.24), mas esta tende a inflacionar os resultados uma vez que os equipamentos mais recentes apresentam melhor isolamento térmico e os coeficientes tabelados podem estar desatualizados.

$$\dot{Q}_{ccr} = C \cdot \dot{Q}_{t,m\acute{a}x}^{0,7} \quad (A.24)$$

Nesta equação, $\dot{Q}_{t,m\acute{a}x}$ é a potência térmica máxima gerada (potência nominal) e C é um coeficiente empírico que varia de acordo com o tipo de combustível (sólido, líquido ou gasoso) e a carga térmica na superfície de aquecimento (entre 0 e 50 MW.m^{-2}).

A norma ASME sugere a conversão da potência térmica gerada a plena carga para o regime a carga parcial pela razão do combustível consumido em ambos os regimes conforme a equação (A.25) seguido de uma correção com percentagens de perdas por radiação tabeladas de acordo com o tipo de caldeira.

$$\dot{Q}_{carga\ parcial} = \dot{Q}_{plena\ carga} \cdot \frac{\text{consumo de combustível a plena carga}}{\text{consumo de combustível a carga parcial}} \quad (A.25)$$

Tal método foi usado para uma aproximação uma vez que apenas foi registado o combustível adicionado e não o que era de fato consumido num intervalo de tempo, verificando-se, no entanto, a inflação dos resultados. Por esta razão, as perdas superficiais foram estimadas por fecho do balanço energético juntamente com as perdas pelas cinzas e escória.

Ainda, relativamente às perdas por sólidos não queimados, $\dot{Q}_{s.n.q.}$, foram estimadas as respetivas contribuições em percentagem por meio da equação (A.26) tendo em conta o teor de carbono fixo resultante da análise imediata e o teor de cinzas experimental, o PCI do combustível queimado e o poder calorífico do carbono cujo valor usado foi de 32724 kJ.kg^{-1} .

$$\dot{Q}_{s.n.q} = t_{cinzas} \cdot \frac{C_{fixo} \cdot PC_C}{(1 - C_{fixo}) \cdot PCI_{comb}} \quad (A.26)$$

Finalmente, estimou-se o rendimento pela equação (A.27) e calculou-se a contribuição de cada uma das perdas para comparação com o diagrama de Sankey cuja imagem se apresenta na Figura D.1 no Anexo D -.

$$\eta_t = 1 - \frac{\dot{Q}_{gnq} + \dot{Q}_s + \dot{Q}_l + \dot{Q}_{outras}}{\dot{Q}_{forn}} \quad (A.27)$$

A.1.7 Temperatura adiabática de chama

Na presente dissertação, a temperatura dos produtos de combustão antes da troca de calor com a corrente de água fria foi medida com recurso a uma sonda de temperatura fixa no interior da câmara inferior e designada temperatura de chama, no entanto, tal medição não foi considerada fidedigna uma vez que a chama não tem a mesma temperatura em toda a sua extensão e variações no posicionamento da sonda causam erros de medição ao longo do ensaio. A determinação de valores teóricos para verificação de resultados mostrou-se essencial.

Um volume de controlo sem trocas de calor ou trabalho com o exterior que opera a pressão constante pode ser considerado um sistema adiabático de acordo com a primeira lei da Termodinâmica em que a entalpia permanece inalterada. Tais considerações permitiram estimar uma temperatura adiabática de chama que é a temperatura máxima que os produtos de combustão podem alcançar se o processo for adiabático.

O cálculo segue o princípio do balanço energético desde o estado de entalpia inicial (1) ao estado final (2) tendo como base um estado de referência (0) como mostra a equação (A.28).

$$Q_{1 \rightarrow 2} = H_{P,2} - H_{R,1} = (H_{P,2} - H_{P,0}) + (H_{P,0} - H_{R,0}) + (H_{R,0} - H_{R,1}) = 0 \quad (A.28)$$

Na equação (A.28), $H_{P,i}$ e $H_{R,i}$ representam a entalpia dos produtos e dos reagentes no estado i , respetivamente. Esta equação pode ser reescrita considerando uma mistura de gases perfeitos e escoamento em regime permanente, equação (A.29).

$$\dot{Q}_{1 \rightarrow 2} = \sum_i \dot{m}_{Pi} \cdot c_{p,Pi} \cdot (T_2 - T_0) + \dot{m}_{comb} \cdot \Delta H_0 \cdot (T_2 - T_0) + \sum_i \dot{m}_{Ri} \cdot c_{p,Ri} \cdot (T_0 - T_1) = 0 \quad (A.29)$$

Em que,

- $\dot{m}_{Pi} \cdot c_{p,Pi}$ é o produto entre o caudal mássico e o calor específico a pressão constante do produto i calculado à temperatura média entre T_2 e T_0 ;

- $\dot{m}_{Ri} \cdot c_{p,Ri}$ é o produto entre o caudal mássico e o calor específico a pressão constante do reagente i calculado à temperatura média entre T_1 e T_0 ;
- ΔH_0 é a variação de entalpia no estado de referência T_0 equivalente ao simétrico do PCI_{comb} ;
- T_0 é a temperatura de referência de 298,15 K, T_1 é a temperatura ambiente registada pela estação meteorológica e T_2 é a temperatura adiabática de chama, T_{ad} .

A temperatura adiabática de chama foi calculada para a equação real de combustão, $\bar{T}_{ad.real}$ e para a equação estequiométrica, $\bar{T}_{ad.est}$. Foram criadas rotinas em *software Visual Basic* para as variáveis dependentes de \bar{T}_{ad} como é o caso de $c_{p,Pi}$ e um sistema de equações, resolvido com recurso a ferramenta *solver* do EXCEL.

A.1.8 Quantificação de poluentes

De modo a permitir a comparação entre os diferentes combustíveis durante os ensaios de rendimento, as frações volúmicas dos poluentes libertados foram corrigidas de acordo com a norma europeia EN 14785:2008 para aparelhos domésticos para aquecimento que consomem granulados de madeira com potência calorífica até 50 kW a qual estipula um teor de oxigénio na corrente gasosa de 13% em base seca como base de referência. A correção foi feita segundo a equação (A.30)

$$x_{i,s}^* = x_{i,s} \cdot \frac{(21 - x_{O_2,s}^*)}{(21 - x_{O_2,s})} \quad (A.30)$$

Onde $x_{i,s}^*$ é a fração volúmica corrigida do poluente i em base seca, $x_{i,s}$ é a fração volúmica medida do poluente i em base seca, $x_{O_2,s}^*$ é a fração volúmica de O_2 de acordo com a norma em base seca e $x_{O_2,s}$ volúmica medida do O_2 em base seca.

Após cada um dos ensaios, a balança arrefecida era pesada antes e após a remoção das cinzas das câmaras inferior e superior da caldeira com auxílio de uma pá de ferro e aspirador. O teor de cinzas era então estimado pela equação (A.31).

$$t_{cinzas,b.h} = \frac{(m_{c.c.} - m_{c.v.}) - t_{cinzas}^{ig} \cdot m_{comb,ig}}{m_{comb}} \quad (A.31)$$

Onde $m_{c.c.}$ é a massa da caldeira com cinzas, $m_{c.v.}$ é a massa da caldeira vazia (após limpeza), m_{comb} é a massa de combustível em estudo usada durante o ensaio. Em situações em que foram adicionados outros combustíveis com teor de cinzas conhecido para a etapa de ignição da caldeira t_{cinzas}^{ig} , a massa destes $m_{comb,ig}$ era contabilizada e descontada.

A.2 Ensaio de taxa de queima

A cinética de queima dos combustíveis foi estudada com base em aproximações que permitiram o seguimento do modelo de queima de partículas esféricas de coque. O coque é o resíduo sólido carbonoso resultante da queima de partículas sólidas. No início da queima, ocorre uma etapa de aquecimento e secagem seguida de pirólise (degradação de macromoléculas) e libertação de voláteis dando origem ao coque. O fluxo de voláteis para o exterior é elevado e dificulta a difusão do oxigénio para a superfície da partícula provocando um atraso na combustão.

O ensaio consistiu em provocar e manter a queima da amostra durante um intervalo de tempo definido no interior da câmara de combustão, intercalado por instantes de interrupção da reação para análise da redução do diâmetro e da massa no exterior. Para o tratamento de dados, os primeiros instantes de queima foram desprezados pois não são representativos de queima de coque. Uma das aproximações empregues para permitir a consideração do modelo foi considerar a amostra cilíndrica ou em disco como uma partícula esférica uma vez que este apenas se aplica a partículas desta geometria. A transformação foi feita pelo cálculo do diâmetro equivalente inicial igualando o volume da amostra ao volume de uma esfera segundo a equação (A.32).

$$V_{amostra} = \frac{\pi \cdot d_{eq,0}^3}{6} \quad (A.32)$$

Onde a incógnita $d_{eq,0}$ é o diâmetro inicial equivalente ao de uma esfera e $V_{amostra}$ é o volume da amostra. Para efeitos de verificação foi calculada o grau de esfericidade, σ da amostra equivalente pelo rácio entre a área equivalente e a área da amostra real, expressa em percentagem, pela equação (A.33).

$$\sigma = \frac{d_{eq,0}^2}{d_0(2l + 1)} \quad (A.33)$$

sendo d_0 é o diâmetro inicial e l é a espessura da amostra.

Ao longo do ensaio foram registados os instantes de abertura e fecho da câmara superior para demarcar os intervalos de interrupção e tempo em combustão com início em t_0 seguido de instantes t_j expresso em minutos, pela relação (A.34).

$$t_j = t_{j-1} + 2 \text{ com } j \text{ de } 1 \text{ à } n \quad (A.34)$$

Com base na massa inicial da amostra w_0 , acompanhou-se a redução deste valor por pesagem, sendo a massa registada a cada intervalo w_j . Impôs-se empiricamente como término de ensaio, o instante t_n em que se observava uma redução de 80% deste valor w_n . Assim, calculou-se a fração queimada, ϕ_j pela equação (A.35) e a partir desta, foi possível acompanhar a redução do diâmetro equivalente, $d_{eq,j}$ pela equação (A.36).

$$\phi_j = \frac{(w_0 - w_j)}{w_0} \quad (\text{A.35})$$

$$d_{eq,j} = d_{eq,0} \cdot (1 - \phi_j)^{1/3} \quad (\text{A.36})$$

Com a medição da massa a cada instante, w_j , estimou-se uma taxa de queima da partícula \dot{w}_j pela equação (A.37).

$$\dot{w}_j = \frac{w_{j-1} - w_j}{t_j - t_{j-1}} \quad (\text{A.37})$$

O índice $j-1$ refere-se ao valor medido no intervalo imediatamente anterior fazendo com que o intervalo de tempo no interior da câmara de combustão seja constante e igual a 120 segundos.

Na composição de combustíveis sólidos como o caso do carvão, para além dos compostos que participam na reação, existe também um teor de cinzas que não varia após a queima. Este geralmente não é contabilizado aquando da determinação das equações estequiométrica e real pois é considerado como impureza.

Em muitas situações, as partículas de coque reduzem de tamanho durante a queima e as cinzas desagregam-se facilmente sendo arrastadas para longe à medida que o carbono é consumido. Noutras situações, as cinzas podem acumular-se à volta da partícula formando uma camada que encobre um núcleo rico em carbono cujo o diâmetro decresce proporcionalmente ao aumento da matriz circundante. Esta proporção traduz-se por cinzas não desagregáveis que permitem considerar que a partícula (carbono e cinzas) mantém o tamanho aproximadamente constante ao longo da combustão.

Assim, para determinar a taxa de queima das amostras, foi necessário testar dois modelos hipotéticos de queima. São estes, o modelo de queima a massa volúmica constante e o modelo de queima a tamanho constante, cujas metodologias de cálculo encontram-se devidamente descritas a seguir.

A.2.1 Modelo de queima a massa volúmica constante

Para o modelo de queima à massa volúmica constante, consideram-se as cinzas desagregáveis. A outra e mais relevante aproximação neste modelo é de que a partícula de coque é em teoria uma partícula de carbono e que a reação heterogénea de queima começa pela difusão de O_2 até a superfície do sólido, seguida de libertação de CO, segundo a equação (A.38).



Diante desta consideração, para partículas em suspensão em correntes gasosas ou em grelha surgem duas hipóteses quanto ao local onde a oxidação de CO a CO_2 segundo a equação (A.39), ocorre (Pinho, 2011):



- A oxidação do CO ocorre junto à superfície imediatamente após a sua formação, passando a designar-se queima completa à superfície, que se verifica experimentalmente para partículas de diâmetro superior a 1 mm;
- A oxidação do CO ocorre longe da partícula, passando a designar-se queima incompleta à superfície, verificada para partículas de diâmetro igual ou inferior a 1 mm.

Apesar de se tratar de combustão de amostras de diâmetro muito superior a 1 mm em leito fixo, é difícil que a queima seja completa à superfície uma vez que o princípio de funcionamento da caldeira em estudo baseia-se na gasificação. O fechamento da entrada de ar secundário arrasta os produtos imediatos de reação (compostos voláteis e CO) para a câmara inferior, para onde a chama se encontra direcionada, longe das partículas que queimam na câmara superior. Assim, para o estudo da taxa de queima seguiu-se o raciocínio apresentado em Pinto (2006) e Pinho (2011), onde 1 kmol de C consome $\frac{1}{2}$ kmol de O_2 como mostra a relação (A.40).

$$F_C = 2|F_{O_2}| \quad (A.40)$$

Sendo que F_C é a taxa de consumo de carbono, F_{O_2} é a taxa de consumo de oxigénio, expressa em $kmol \cdot s^{-1}$. Esta permite deduzir a taxa de consumo de carbono à superfície da partícula, expressa em $kg \cdot s^{-1}$ pela equação (A.41).

$$\dot{w} = M_C \pi d_{eq,j}^2 k_g C_s \quad (A.41)$$

Em que M_C é a massa molar de carbono, $d_{eq,j}$ é o diâmetro equivalente da partícula, k_g é a coeficiente de transferência de massa por difusão e C_s é a concentração de oxigénio à

superfície. Uma vez que é difícil conhecer-se a concentração à superfície optou-se por estimar a taxa de consumo de carbono com base na concentração longe da partícula. Deste modo, a equação (A.41) pôde ser reescrita conforme a equação (A.42).

$$\dot{w} = M_C \pi d_{eq,j}^2 K C_\infty \quad (A.42)$$

Onde K é a constante de equilíbrio reacional ou inverso da resistência global à queima e C_∞ é a concentração molar de oxigénio longe da partícula calculada pela equação de gases ideais, (A.43) com $x_{O_2,amb}$ sendo a fração volúmica de O_2 no ar atmosférico igual a 0,21 e R igual a $8,314 \text{ J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

$$C_\infty = \frac{x_{O_2,amb} \cdot P_{amb}}{R \cdot \bar{T}_{chama}} \quad (A.43)$$

A reação de queima é definida por duas etapas principais: a difusão do O_2 até à superfície da partícula e a cinética da reação heterogénea entre carbono e O_2 que ocorre à superfície da partícula. A etapa que controla a velocidade da reação de queima da partícula de carbono é a mais lenta. Por norma, para temperaturas inferiores a $800 \text{ }^\circ\text{C}$, a queima é controlada pela cinética independentemente do tamanho das partículas, sendo os efeitos difusivos e a concentração de O_2 circundante, irrelevantes, mas este é um fenómeno incomum já que nestas condições a perda de calor é tão elevada que impede que a combustão se prolongue. Para temperaturas superiores a $900 \text{ }^\circ\text{C}$, a difusão é o passo controlador e a queima depende do tamanho da partícula dado que a cinética é muito rápida (Pinho, 2011).

Assim, uma forma de identificar o passo mais lento da reação foi estimar a resistência global à queima definida pela soma das resistências à transferência de massa por difusão e à cinética de reação heterogénea e analisar a contribuição de cada uma das parcelas segundo a equação (A.44).

$$\frac{1}{K} = \frac{d}{Sh \cdot f \cdot D_g} + \frac{1}{k_c} \quad (A.44)$$

Sendo que f é o fator de correção que distingue a queima completa ($f=1$) e a queima incompleta à superfície ($f=2$), D_g é a difusividade mássica do oxigénio no ar. As incógnitas são a constante cinética da reação heterogénea, k_c e o número de Sherwood, Sh definido como a razão entre os efeitos convectivos e difusivos, como mostra a relação (A.45). O diâmetro usado nos cálculos é sempre $d_{eq,j}$.

$$Sh = \frac{k_g \cdot d}{D_g} \quad (A.45)$$

A difusividade mássica do oxigénio no ar foi estimada por aproximação com base nas condições dos gases de combustão na proximidade da partícula para gases ideais a temperaturas elevadas, pela equação A.46 apresentada em Pinho (2011, p. 181).

$$D_g = D_0 \left(\frac{\bar{T}_{chama}}{T_0} \right)^{1,65} \cdot \left(\frac{P_0}{P_{amb}} \right) \quad (A.46)$$

O índice 0 refere-se às condições de referência, neste caso T_0 igual a 298 K, P_0 igual a 1 atm e D_0 é de $2,1 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ para o oxigénio no ar.

Pela substituição da equação (A.37) na equação (A.42) foi possível estimar a resistência global à queima e de seguida traçar uma reta de regressão linear experimental de $1/K$ como função do diâmetro da partícula ao longo do tempo. A partir do declive e ordenada na origem foram calculados os parâmetros Sh e k_c . Vale ressaltar que os primeiros pontos da regressão são desprezados pois não são representativos do processo de queima do coque e podem levar a uma análise incorreta dos resultados. O controlo cinético é identificado se a reta obtida apresentar declive nulo ($Sh \cdot f \cdot D_g \rightarrow \infty$), caso contrário, trata-se de controlo difusivo ($k_c \rightarrow \infty$). Uma situação intermédia entre estes dois extremos significa que a cinética e a difusão competem entre si pelo controlo da combustão (Pinho, 2011).

Com os parâmetros obtidos a partir da regressão linear foi ainda possível fazer uma estimativa do tempo de queima total, ou seja, o tempo para o qual o diâmetro da partícula é nulo, pelo consumo de carbono em função da redução de diâmetro pela equação A.47.

$$\dot{w}_c = -\frac{\rho_c \pi d^2}{M_c} \frac{d(d)}{dt} \quad (A.47)$$

Em que ρ_c é a massa volúmica da partícula de carbono em estudo. Ao igualar a equação (A.47) à equação (A.42) e substituir a equação de resistência global (A.44), obtém-se a equação A.48.

$$\frac{2M_c C_\infty}{\rho_c} \int_0^{t_q} dt = - \int_{d_0}^0 \left(\frac{d}{Sh \cdot f \cdot D_g} + \frac{1}{k_c} \right) d(d) \quad (A.48)$$

Ao integrar-se vem que o tempo total de queima pode ser estimado pela soma das parcelas difusiva e cinética segundo a equação (A.49).

$$t_q = \frac{\rho_c d_0^2}{4M_c Sh D_g C_\infty} + \frac{\rho_c d_0}{2M_c k_c C_\infty} \quad (A.49)$$

A.2.2 Modelo de queima a tamanho constante

Para o modelo de queima a tamanho constante, consideram-se cinzas não desagregáveis que formam uma camada externa de diâmetro constante d_s , igual ao diâmetro inicial da partícula, mas com espessura crescente e que envolve um núcleo carbonoso de diâmetro variável d_N , como mostra o esquema da **Error! Reference source not found.**.

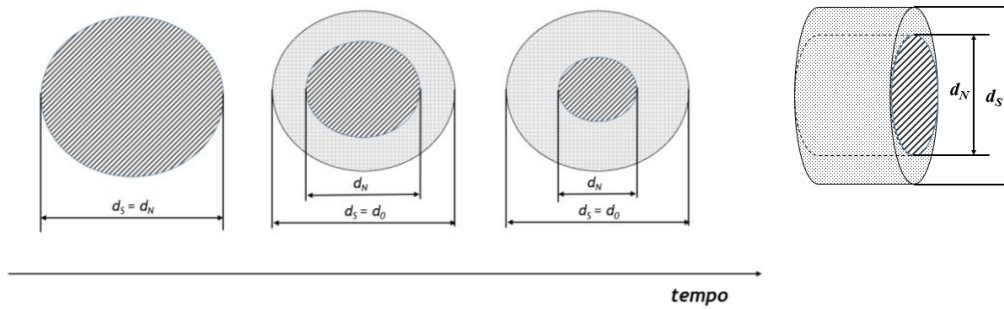


Figura A.1 - a) projeção frontal da redução do diâmetro do núcleo carbonoso ao longo do tempo de queima; b) projeção lateral. Adaptado de (Silva, 2018).

Diante destas considerações, apresenta-se como hipótese de mecanismo de reação a sequência de três etapas. Inicialmente a difusão de O_2 através do ar, até à superfície da partícula, seguida da difusão do mesmo O_2 através da camada de cinzas até alcançar a superfície do núcleo e finalmente a reação heterogénea (Pinho, 2011).

O cálculo da taxa de queima como função da concentração longe da partícula é feita pela equação (A.50), cujo desenvolvimento foi descrito na secção anterior, onde o diâmetro equivalente, $d_{eq,j}$, passa a designar-se diâmetro equivalente do núcleo no instante t_j , $d_{N,j}$ calculado com base na fração queimada, ϕ_j .

$$\dot{w} = M_C \pi d_{N,j}^2 K C_\infty \quad (A.50)$$

Assim, de modo a determinar o controlo da reação, deduziu-se a taxa de difusão de O_2 através do ar e da camada de cinzas e a taxa de reação à superfície do núcleo para queima incompleta, obtendo-se as seguintes equações:

$$\dot{w}_{O_2,ar} = -2\pi d_s D_g (C_\infty - C_s) \quad (A.51)$$

$$\dot{w}_{O_2,cinzas} = -2\pi d_s \frac{d_s \cdot d_c}{(d_s - d_c)} \varepsilon D_g (C_s - C_c) \quad (A.52)$$

$$\dot{w}_{C,sup} = \pi d_N^2 k_c C_c \quad (A.53)$$

Nestas equações, $\dot{w}_{O_2,ar}$, $\dot{w}_{O_2,c}$, $\dot{w}_{C,sup}$ são taxas expressas em $kg \cdot s^{-1}$, C_s é a concentração à superfície de diâmetro d_s , C_c é a concentração molar à superfície do núcleo carbonoso de

diâmetro d_c e ε é a porosidade da camada de cinzas, que multiplicada pela D_g permite aferir a difusividade do O_2 na camada de cinzas, $D_{O_2, cinzas}$. Igualando a soma destas equações escritas em ordem às concentrações, à equação (A.50) também escrita em ordem à concentração, foi possível chegar-se à equação de resistência global à queima, (A.54).

$$\frac{1}{K} = \frac{d_N^2}{Sh \cdot f \cdot D_g \cdot d_s} + \frac{d_N (d_s - d_N)}{Sh \cdot f \cdot \varepsilon \cdot D_g} + \frac{1}{k_c} \quad (A.54)$$

Aqui é possível distinguir as três parcelas referentes à cada uma das etapas que constituem o mecanismo de queima. A equação (A.54) pode ser reescrita sob a forma,

$$\frac{1}{K} = \frac{d_N^2}{Sh \cdot f \cdot D_g \cdot d_s} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) + \frac{d_N}{Sh \cdot f \cdot \varepsilon \cdot D_g} + \frac{1}{k_c} \quad (A.55)$$

A equação (A.55) permite obter de forma mais expedita os parâmetros desconhecidos (Sh , k_c e ε) pelo cálculo da regressão quadrática de $1/K$ como função de d_N .

Com o conhecimento de Sh , foi possível estimar uma velocidade de escoamento do ar através do cálculo do número de Reynolds pela correlação abaixo.

$$Sh = \frac{2 + 0,555 Re_d^{1/2} Sc^{1/3}}{\left(1 + \frac{1,232}{Re_d \cdot Sc^{4/3}}\right)}, \text{ para } Re_f > 1800 \quad (A.56)$$

Considerou-se Re_f , calculado usando o perímetro da fornalha como comprimento característico, sempre superior a 1800 e usou-se um número de Schmidt, Sc , de 0,73 conforme sugerido em Borman e Ragland (1998). Com os valores de Re_f calculou-se a velocidade de escoamento do ar, U_{ar} expressa em $m \cdot s^{-1}$ através da equação (A.57) e a velocidade intersticial, U_i pela equação (A.58).

$$Re_f = \frac{\rho_{ar} U_{ar} p_f}{\mu_{ar}} \quad (A.57)$$

$$U_i = \frac{U_{ar}}{\varepsilon} \quad (A.58)$$

Onde a ρ_{ar} é a massa volúmica do ar calculada pela lei dos gases ideais em função da P_{amb} e T_{chama} , p_f é o perímetro interno da fornalha e μ_{ar} é a viscosidade dinâmica de ar calculada pela lei da Potência de White equação (A.59).

$$\mu_{ar} = 4,092 \times 10^{-7} \bar{T}_{chama}^{0,666} \quad (A.59)$$

Anexo B - Caracterização dos combustíveis

Neste anexo apresenta-se a caracterização dos combustíveis em estudo.

Na figura apresenta-se um briquete de poda de videira e um briquete de poda de kiwi.



Figura B.1 - Exemplos de briquetes de: a) poda de videira; b) poda de kiwi

Pela Figura B.1 verifica-se que a videira é ligeiramente mais clara e apresenta fibras mais grossas e alongadas. Apresenta alguma rigidez e um certo brilho logo após a densificação. A etapa de ignição era mais demorada, mas a queima era estável sem grandes variações na temperatura dos gases de combustão.

O kiwi apresenta fibras finas e curtas e aparência opaca, tem uma massa volúmica mais baixa e esfarela-se com muita facilidade. A etapa de ignição foi ligeiramente mais lenta em alguns ensaios em que a humidade do ar era mais elevada, levantando a hipótese de ser um material altamente higroscópico.

Na Figura B.2 é possível observar a etapa de ignição da videira onde se verifica uma certa resistência à queima comparativamente ao kiwi que liberta cinzas após arder por alguns minutos.



Figura B.2 - Etapa de ignição: a) Videira; b) Kiwi

Para a análise elementar, o método usado foi de combustão total no analisador elementar modelo *CHN TruSpec* da marca *LECO* onde o carbono e o hidrogénio são detetados na forma de CO_2 e H_2O por células de infravermelho e o N_2 é quantificado por uma célula de condutividade térmica, sendo os resultados expressos em percentagem em base seca (Abreu et al., 2009). O método usado para deteção do enxofre não foi divulgado pelo Centro de Valorização de Resíduos uma vez que este foi subcontratado a outra instituição. Para análise imediata, foram usados métodos gravimétricos.

Para estimar o teor de humidade no combustível, uma amostra de massa conhecida é seca em estufa laboratorial a uma temperatura de $105 \pm 5^\circ\text{C}$ em uma atmosfera de ar ou azoto (ISO, 2015).

Para determinação do teor de cinzas, o método descrito na norma ISO 1171:2010 consiste no aquecimento da amostra em forno a diferentes temperaturas e por diferentes períodos de tempo até se verificar invariabilidade da massa, sendo o resultado expresso em fração mássica em base seca (Zhu, 2014).

Para determinação do teor de matéria volátil, o procedimento descrito na norma ISO 562:2010 consiste no aquecimento em forno de uma amostra em um cadinho (crisol) cilíndrico de sílica a $900 \pm 5^\circ\text{C}$ durante 7 minutos com resultados expressos em fração mássica e base seca (Zhu, 2014).

Na Tabela B.1 encontram-se os resultados da análise elementar e imediata para o serrim de pinho usados no cálculo da média ponderada para a caracterização da mistura com videira. A análise elementar e a imediata foram obtidas na literatura em Ferreira (2013) e os valores do PCI e PCS na base seca foram obtidos em Núñez-Regueira (2001) e corrigidos de acordo com o teor de humidade verificado nos dias de ensaio.

Tabela B.1 - Análise elementar e imediata para o serrim de pinho e videira

| <i>Combustível</i> | <i>Poda de videira</i> | <i>Serrim de pinho*</i> |
|--|------------------------|-------------------------|
| <i>Carbono (b.s.) [%]</i> | 47,0 | 50,7 |
| <i>Hidrogénio (b.s.) [%]</i> | 6,20 | 6,90 |
| <i>Oxigénio (b.s.) [%]</i> | 46,1 | 41,3 |
| <i>Azoto (b.s.) [%]</i> | 0,60 | 1,1 |
| <i>Enxofre (b.s.) [%]</i> | 0,05 | 0,01 |
| <i>Perda a 105 °C [%]</i> | 10,3 | 65,5 |
| <i>M. Volátil a 900 °C [%]</i> | 69,5 | 76,2 |
| <i>Cinzas a 550 °C [%]</i> | 3,2 | 3,54 |
| <i>Carbono Fixo [%]</i> | 17,0 | 12,6 |
| <i>Verificação do teor de humidade e correção do poder calorífico dos combustíveis</i> | | |
| <i>PCS (b.s.) [MJ.kg⁻¹]</i> | 19,03 | 19,64 |
| <i>PCI (b.s.) [MJ.kg⁻¹]</i> | 17,71 | 18,49 |
| <i>Teor de humidade* [%]</i> | 10,97 | 10,7 |
| <i>PCI (b.h.) [MJ.kg⁻¹]</i> | 16,63 | 16,52 |

Anexo C - Instalação experimental

Na Figura C.1 encontra-se o esquema da caldeira com as respetivas dimensões. Na Figura C.2 encontram-se marcados os pontos mais relevantes da caldeira.

| A [mm] | B [mm] | C [mm] | D [mm] | E [mm] | F [mm] |
|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 505 | 1520 | 860 | 1070 | 50 | 55 |

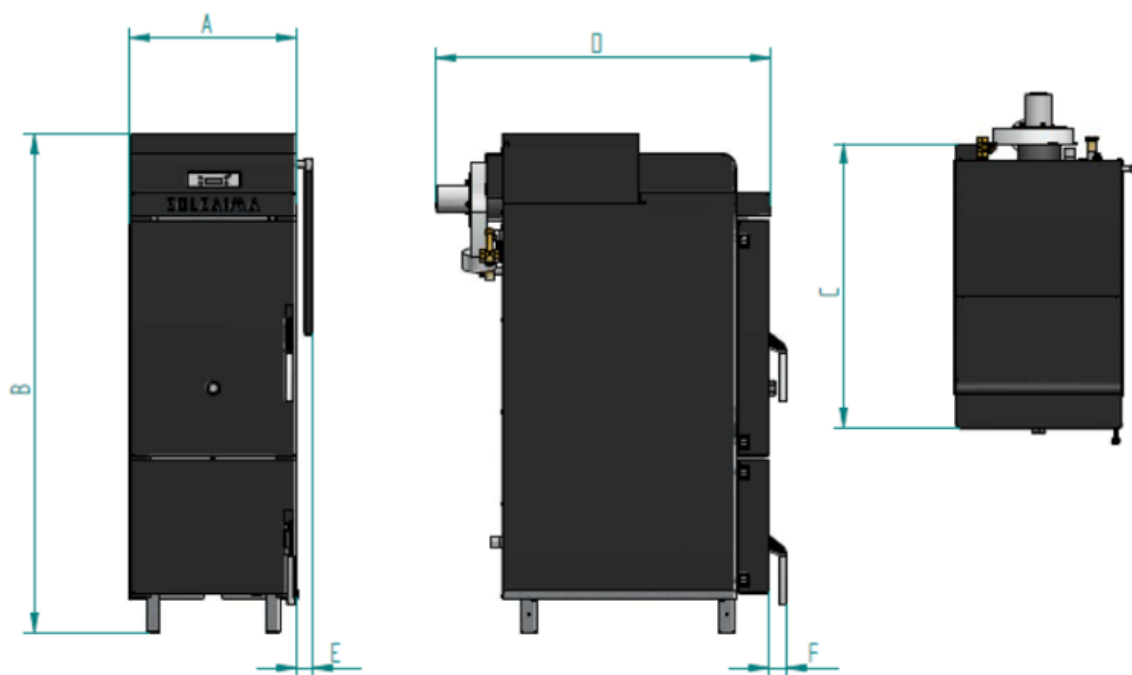


Figura C.1 - Esquema da caldeira e respetiva cotagem (Solzaima, 2017).



| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|-----------|-------------------|----------------|----------------|----------------|-----------------|----------------|----------------|-----------------|
| Balança 2 | Mostrador digital | Porta superior | Orifício visor | Porta inferior | Câmara superior | Canal superior | Canal inferior | Câmara inferior |

Figura C.2 - Câmaras de combustão da caldeira em estudo (Silva, 2018).

Na Figura C.3 encontra-se representado um esquema da conduta de exaustão de gases em “J” onde se observa a proximidade entre o ponto de instalação do tubo de Pitot e o acidente e as dimensões que deveria ter para permitir um escoamento de gases de exaustão regular para medição do caudal através do tubo de Pitot, segundo Coelho (2014).

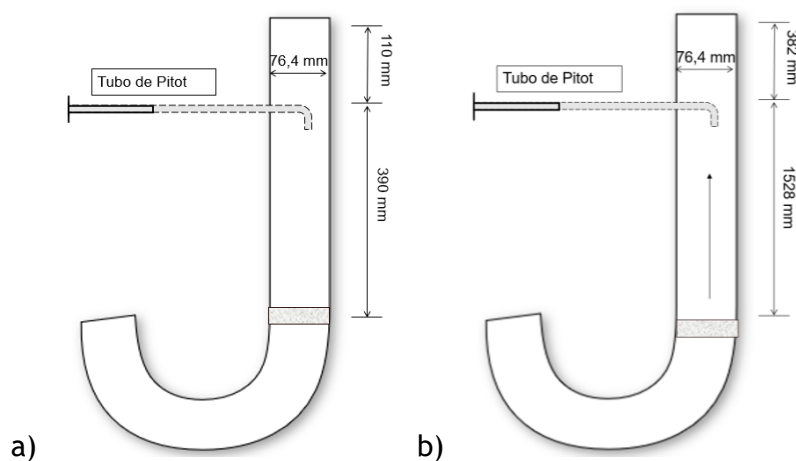


Figura C.3 - Geometria da chaminé na face posterior da caldeira: a) Dimensões reais; b) Dimensões mínimas adequadas

Anexo D - Ensaios de rendimento térmico

D.1 - Diagrama de Sankey

O diagrama de Sankey é uma representação de fluxos energéticos ou mássicos de um determinado sistema. A largura das bandas em que se divide, são geralmente proporcionais à energia fornecida, à energia utilizada e à energia perdida ao longo de um processo. Na Figura D.1 encontra-se exemplificado o diagrama referente à queima de briquetes de poda de kiwi durante o ensaio K(1).

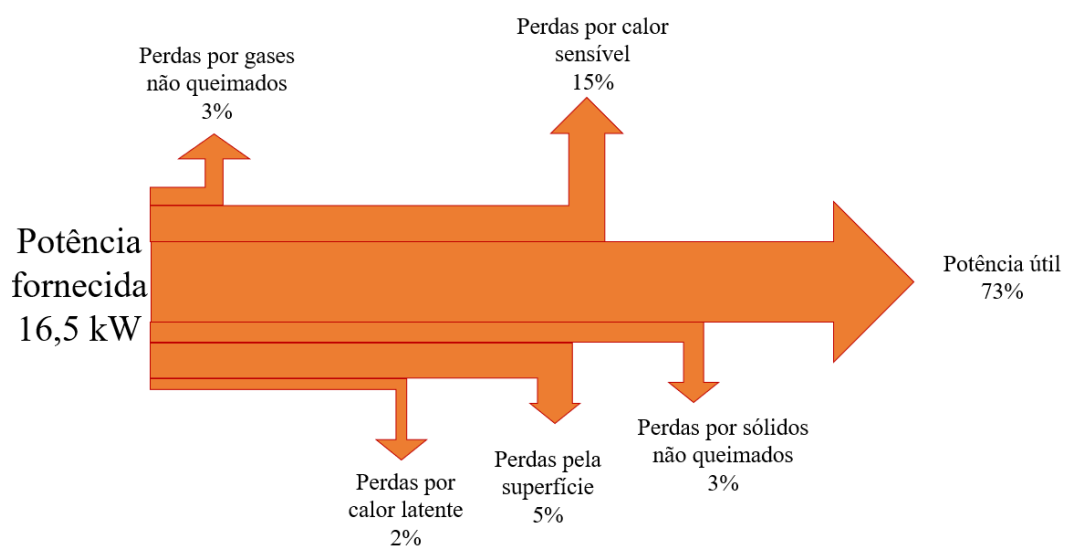


Figura D.1 -Exemplo de diagrama de Sankey para o ensaio K(1).

D.2 - Representação dos parâmetros monitorizados

D.2.1 - Ensaio K(1)

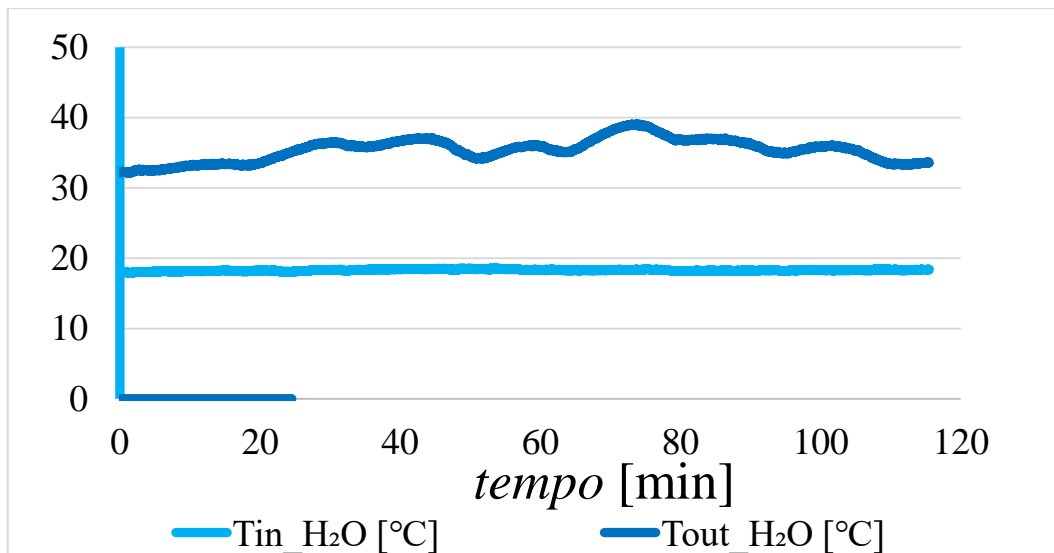


Figura D.2 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio K(1).

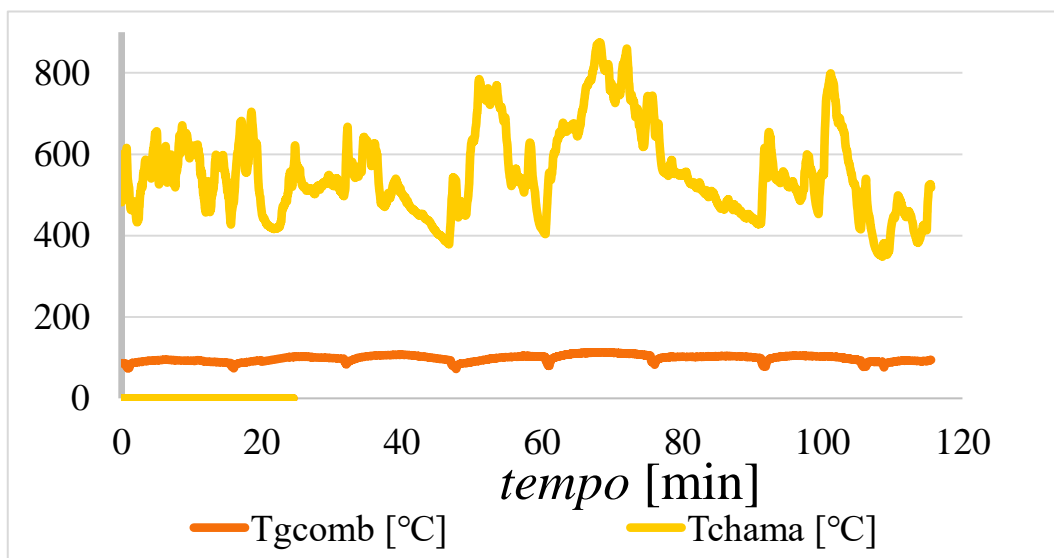


Figura D.3 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio K(1).

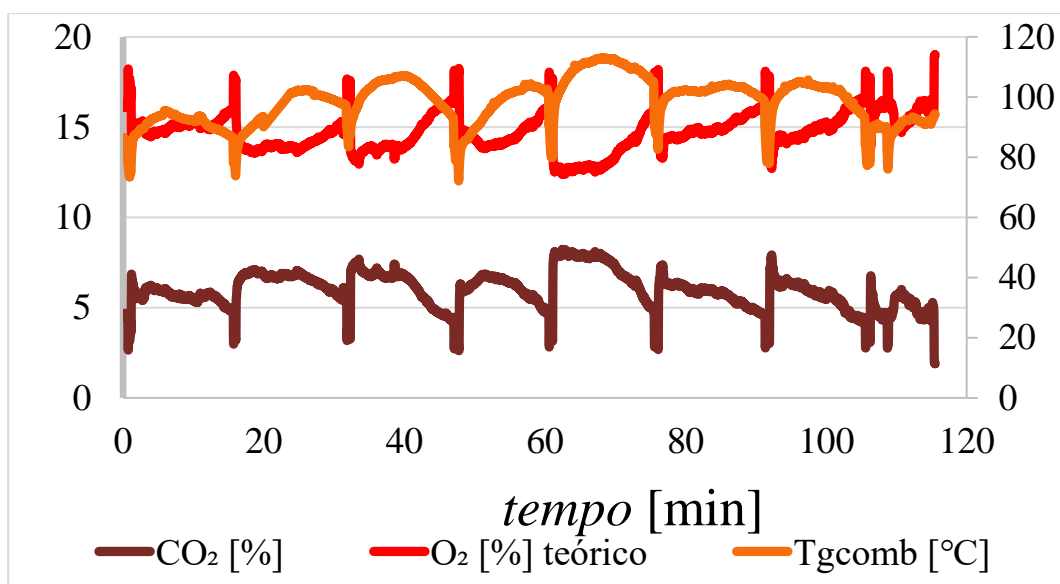


Figura D.4 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O_2 e CO_2 , ensaio K(1).

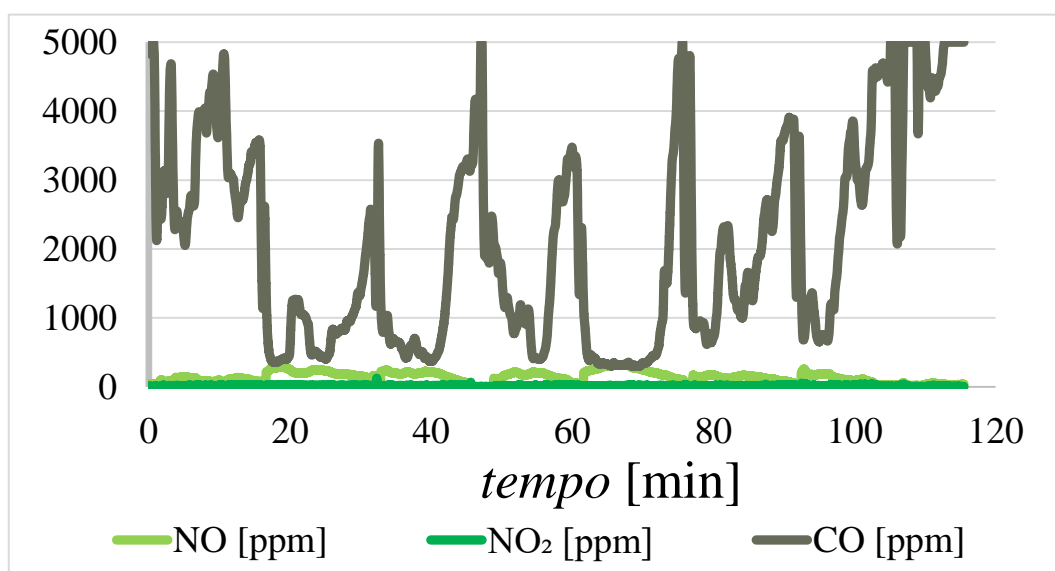


Figura D.5 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO_2 e NO e CO , ensaio K(1).

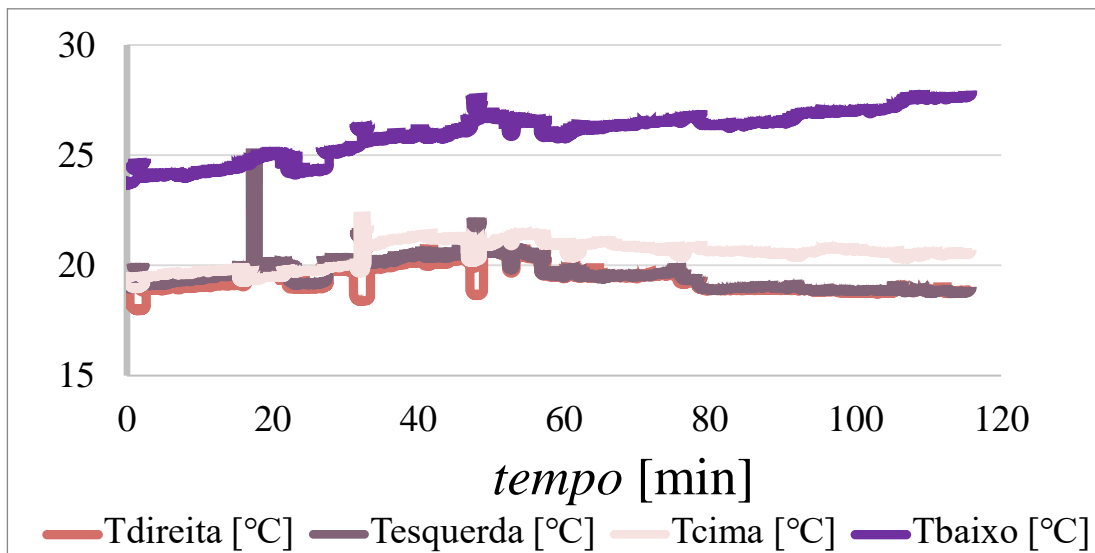


Figura D.6 - Evolução da temperatura superficial da caldeira, ensaio K(1).

D.2.2. - Ensaio K(2)

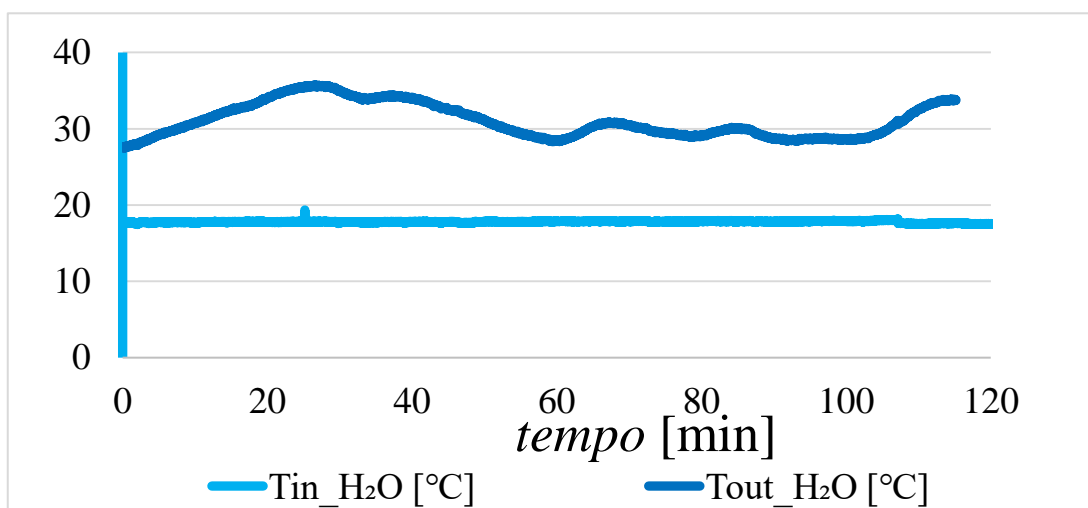


Figura D.7 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio K(2).

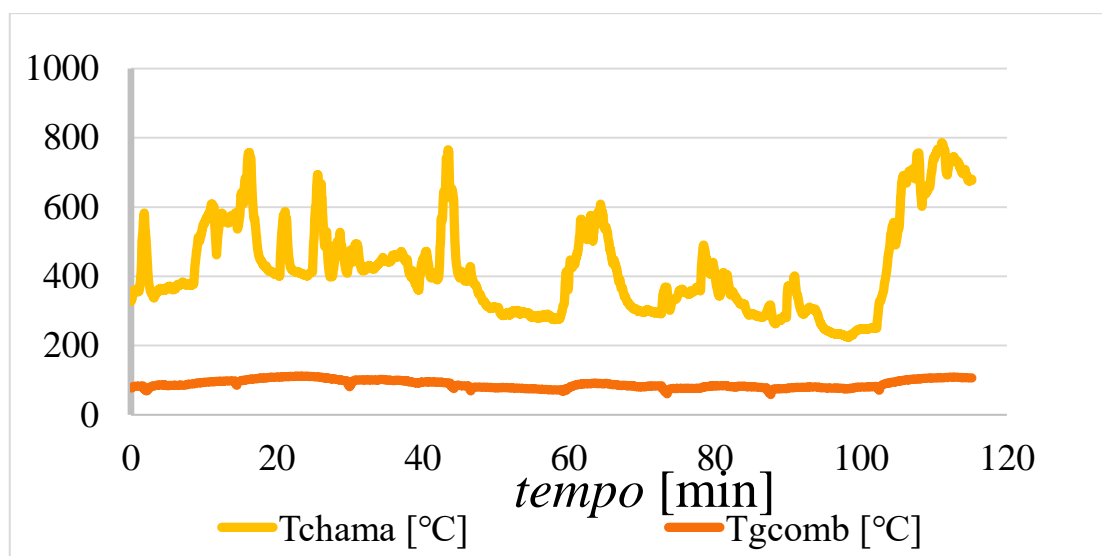


Figura D.8 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio K(2).

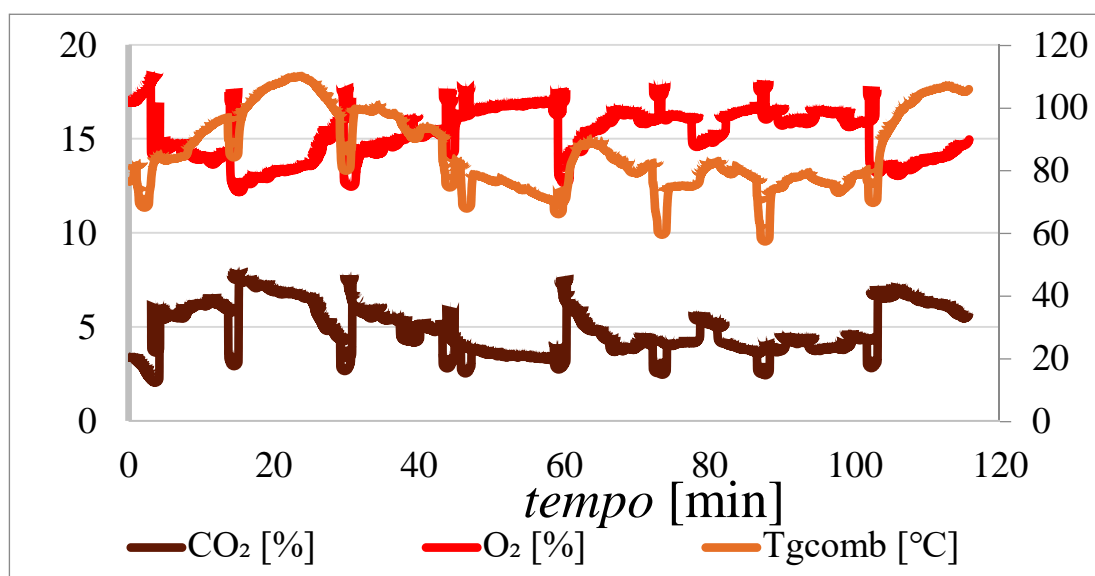


Figura D.9 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O_2 e CO_2 , ensaio K(2).

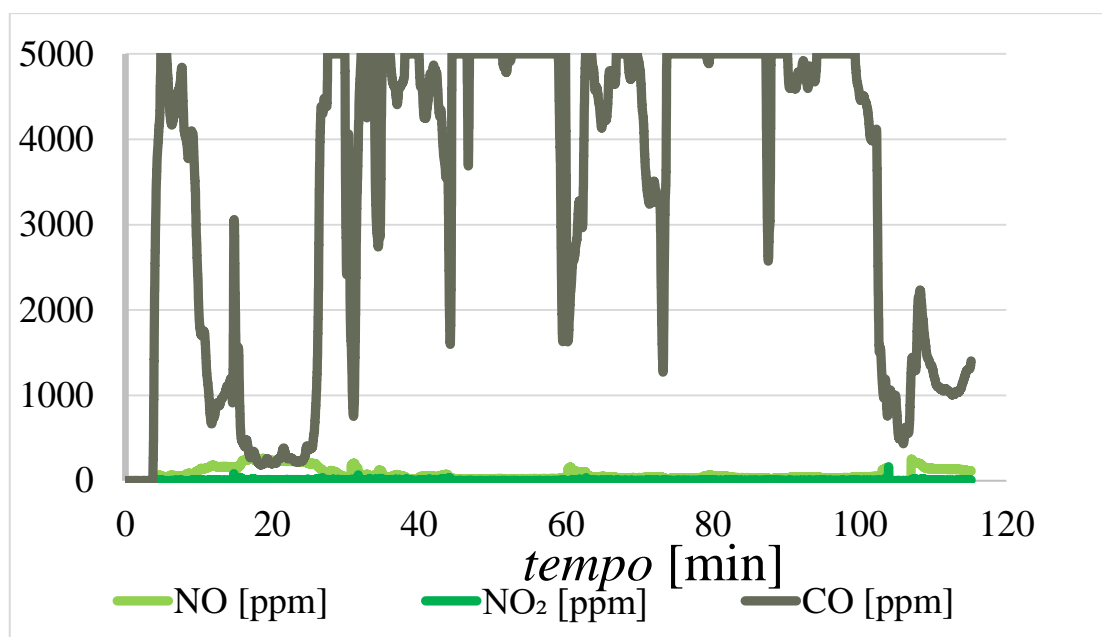


Figura D.10 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO₂ e NO e CO, ensaio K(2).

D.2.3 - Ensaio K(3)

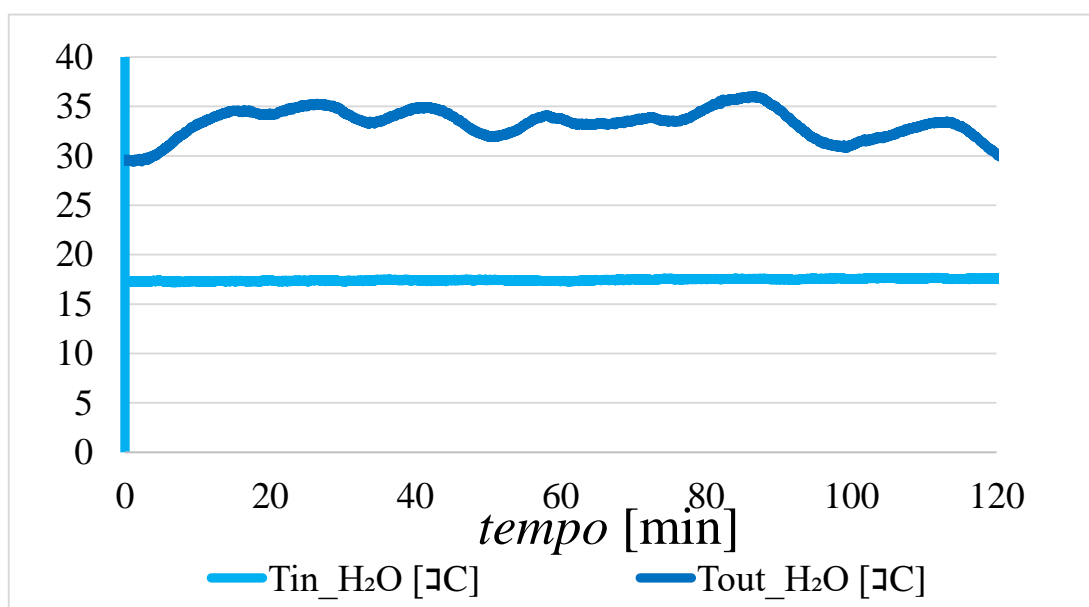


Figura D.11 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio K(3).

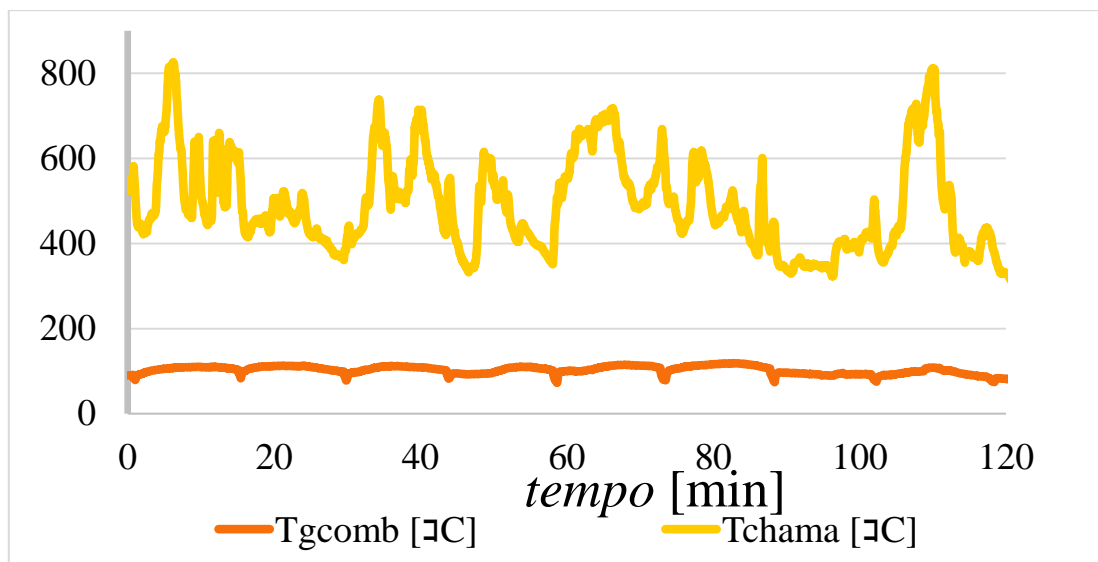


Figura D.12 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio K(3).

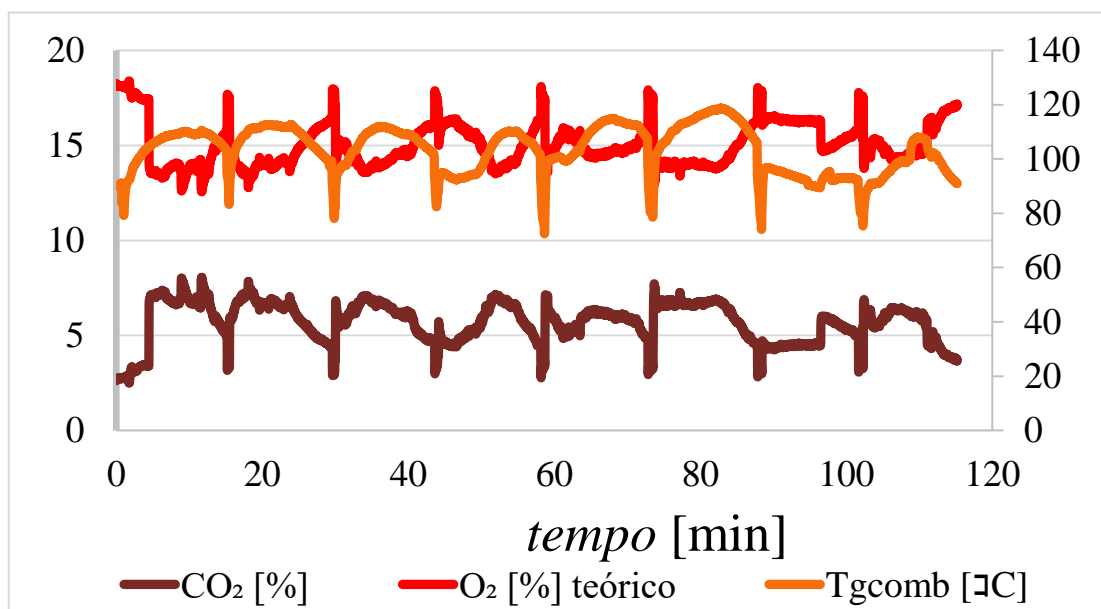


Figura D.13 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O₂ e CO₂, ensaio K(3).

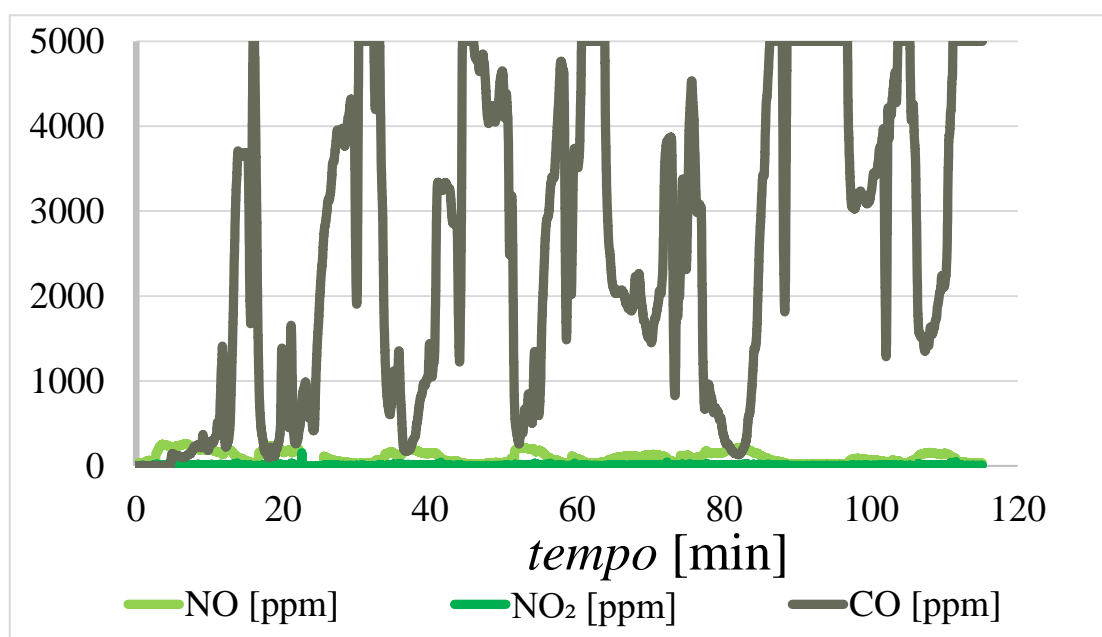


Figura D.14 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO_2 e NO e CO , ensaio K(3).

Ensaio VP(1)

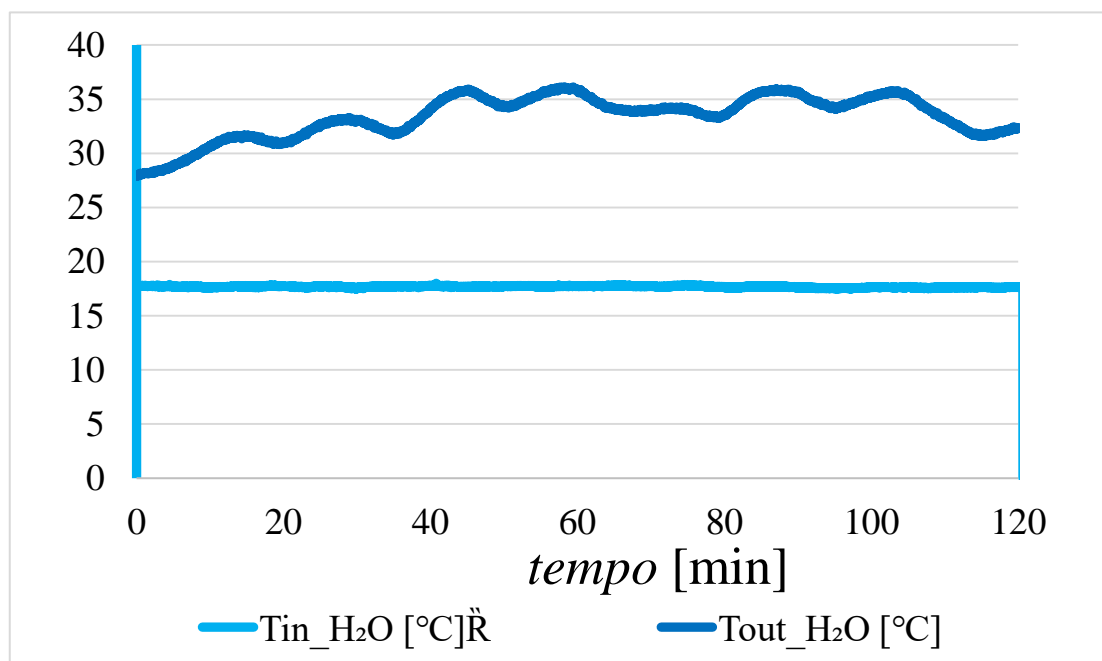


Figura D.15 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio VP(1).

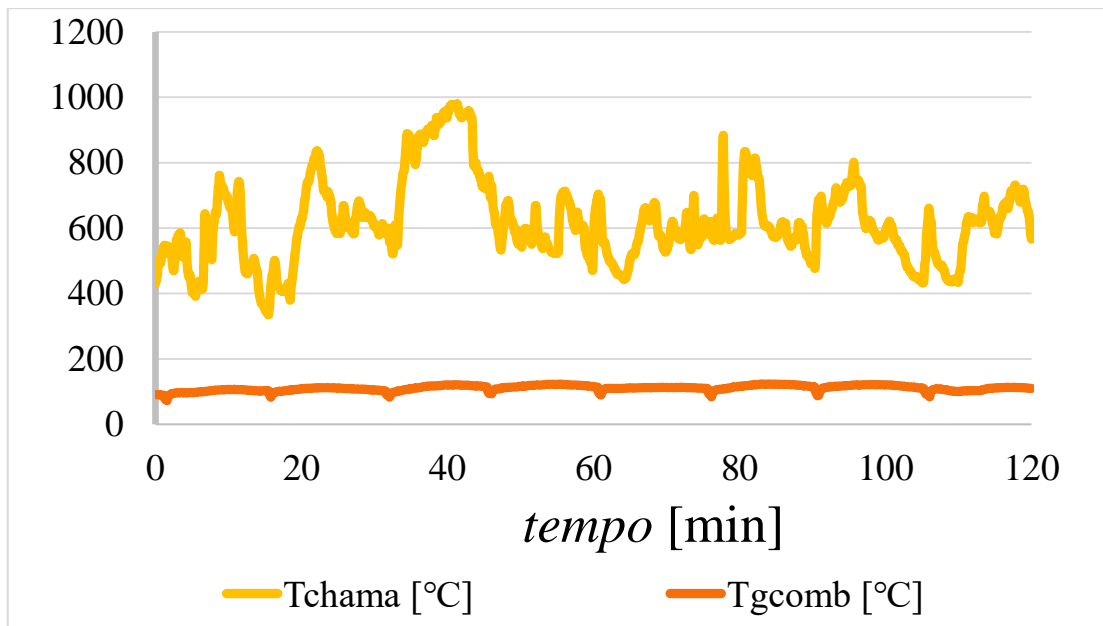


Figura D.16 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio VP(1).

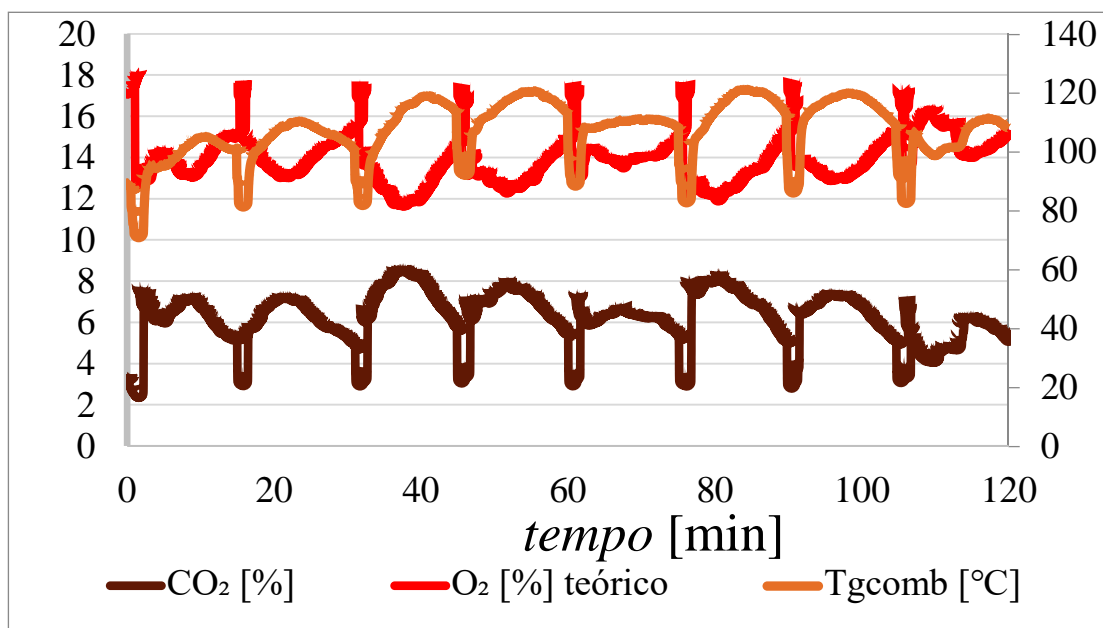


Figura D.17 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O₂ e CO₂, ensaio VP(1).

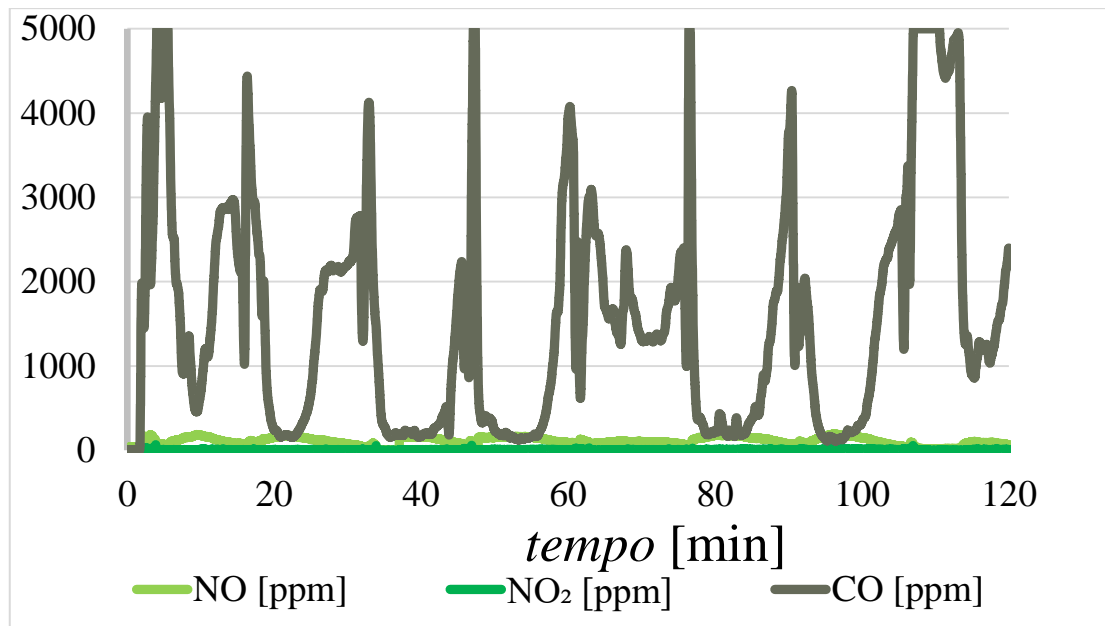


Figura D.18 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO₂ e NO e CO, ensaio VP(1).

Ensaio VP(2)

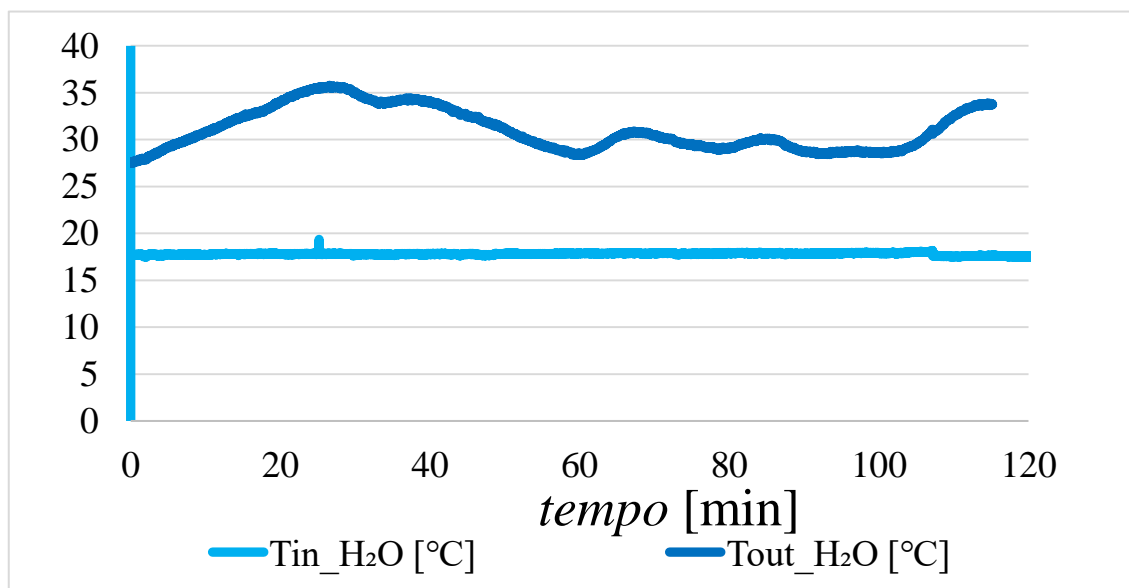


Figura D.19 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio VP(2).

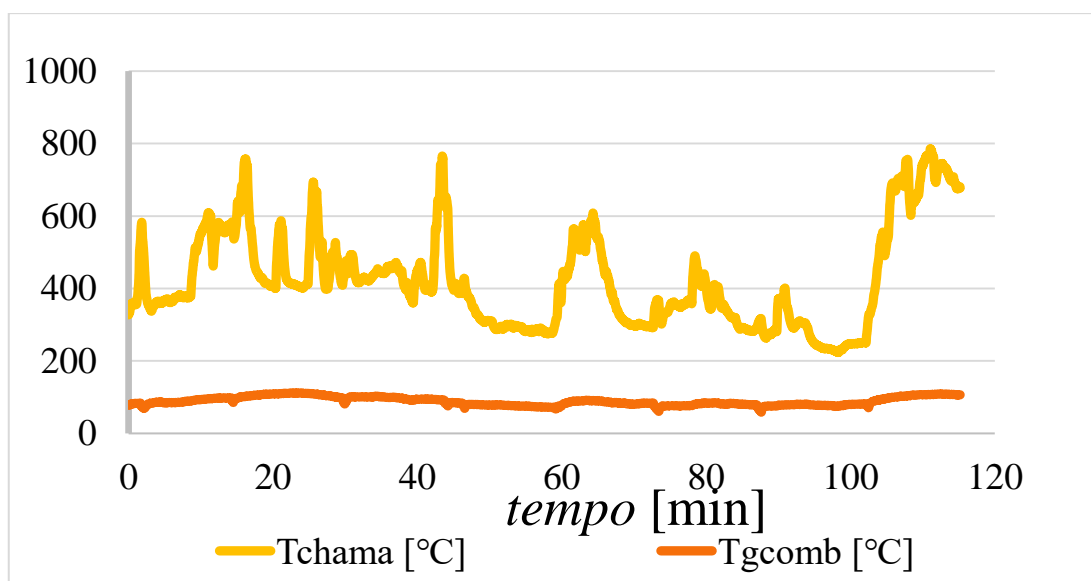


Figura D.20 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio VP(2).

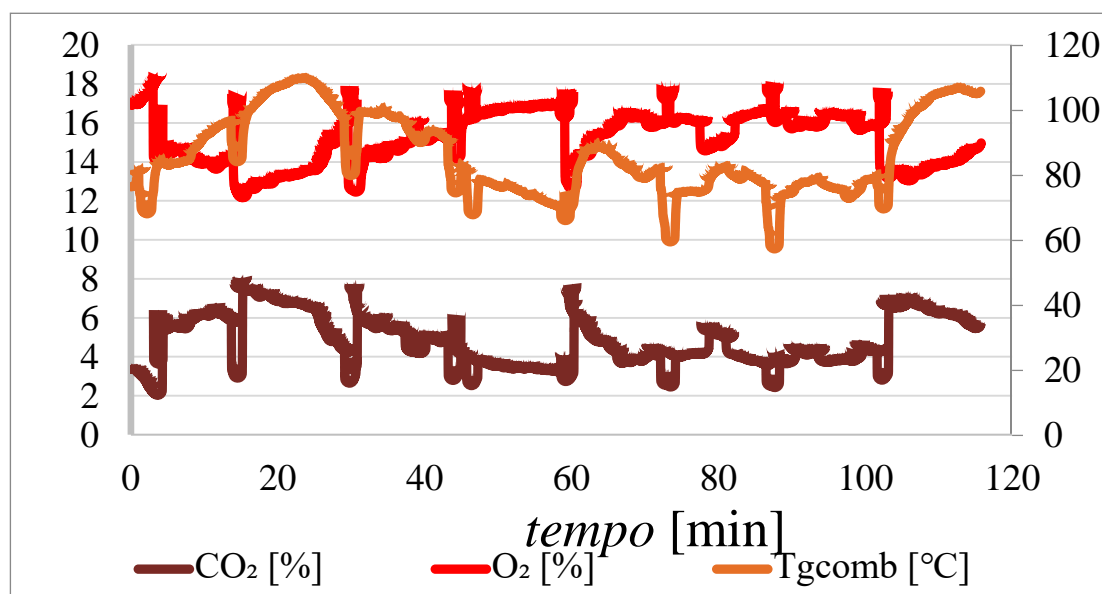


Figura D.21 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O₂ e CO₂, ensaio VP(2).

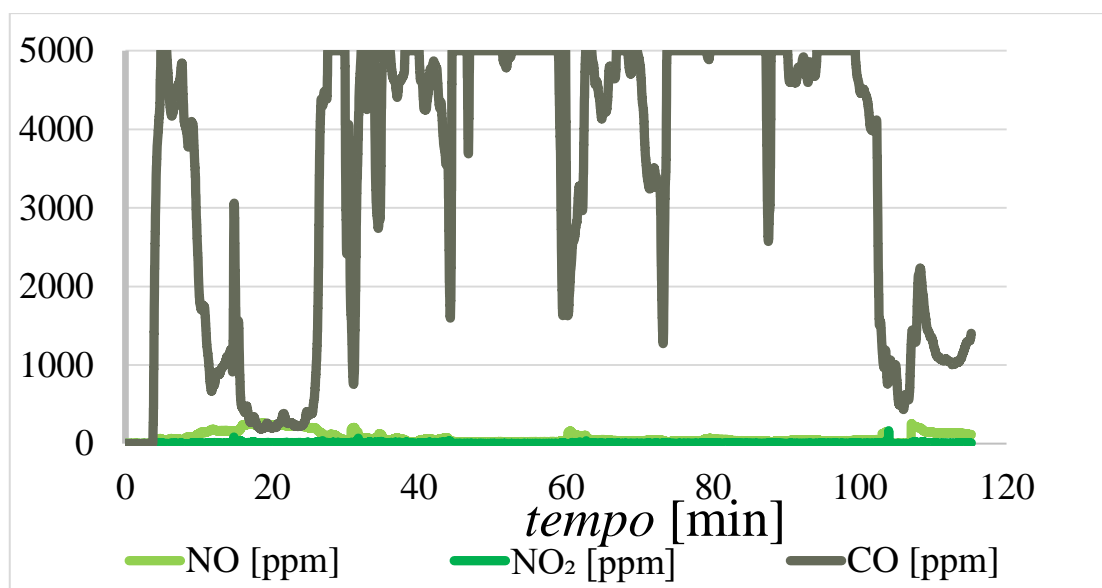


Figura D.22 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO₂ e NO e CO, ensaio VP(2).

Ensaio VP(3)

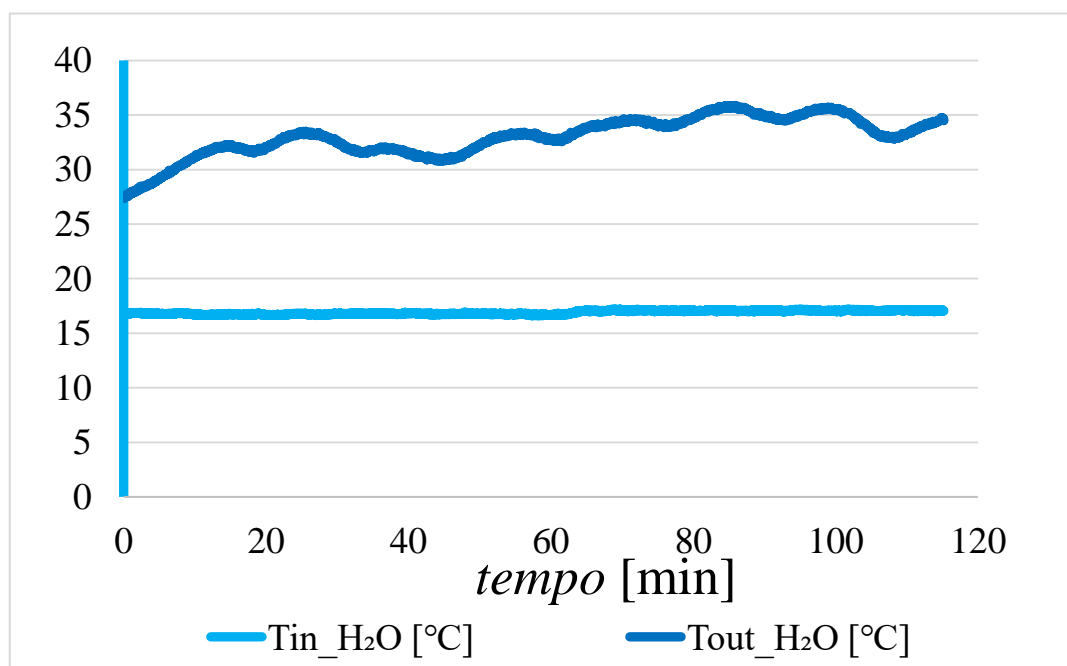


Figura D.23 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio VP(3).

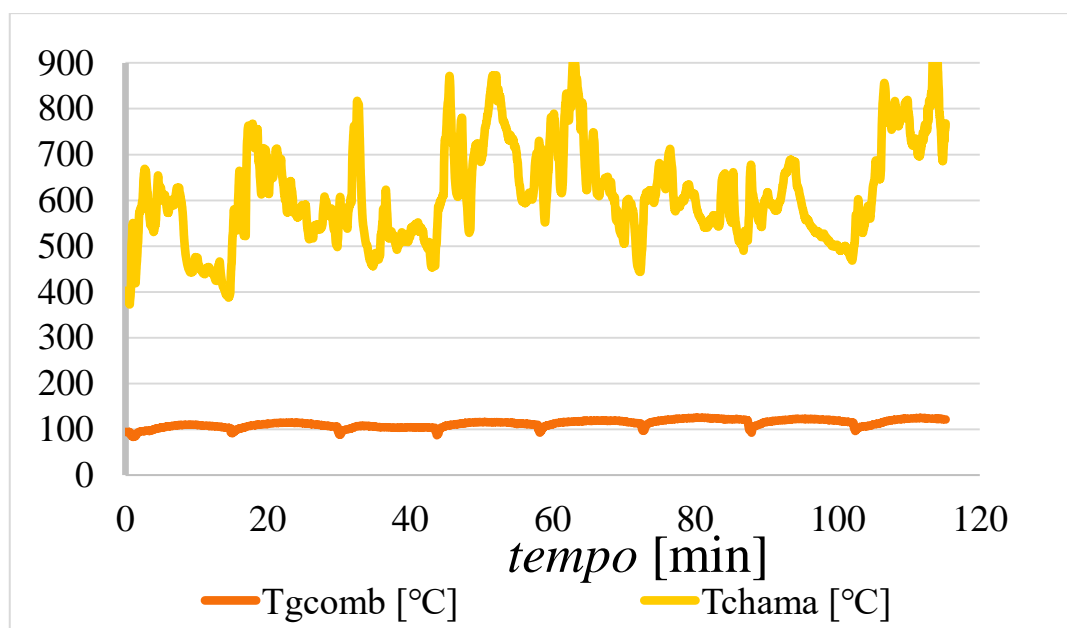


Figura D.24 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio VP(3).

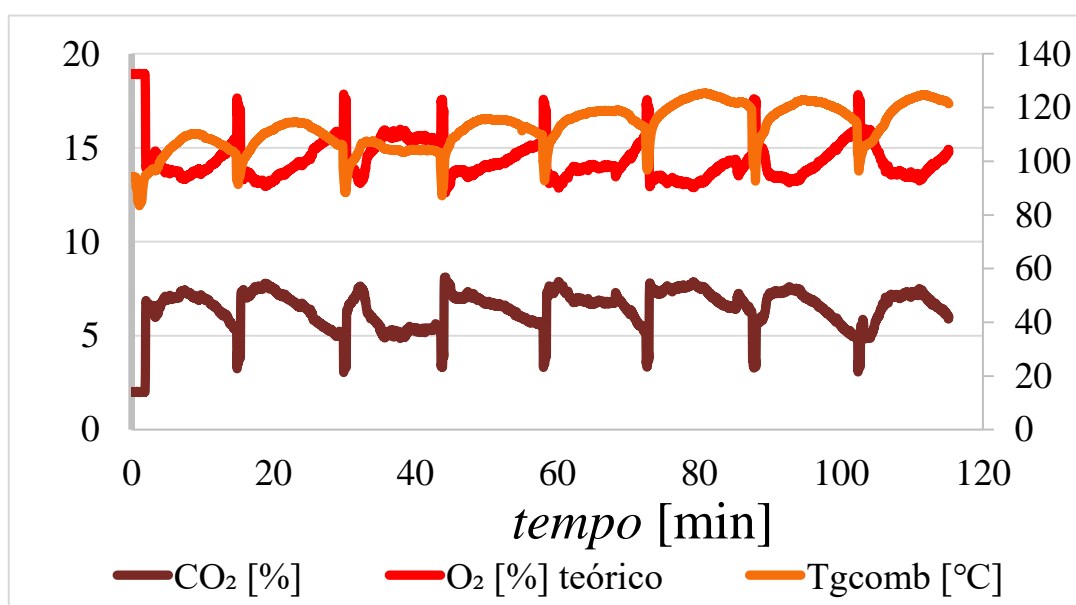


Figura D.25 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O_2 e CO_2 , ensaio VP(3).

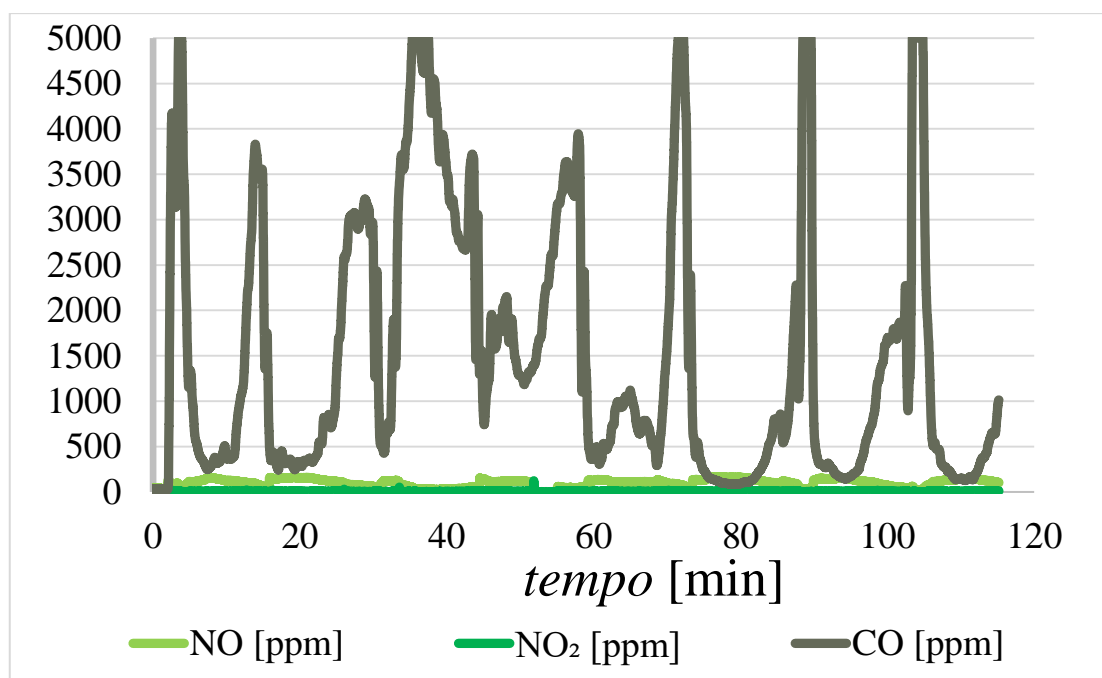


Figura D.26 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO₂ e NO e CO, ensaio VP(3).

Ensaio V(3)

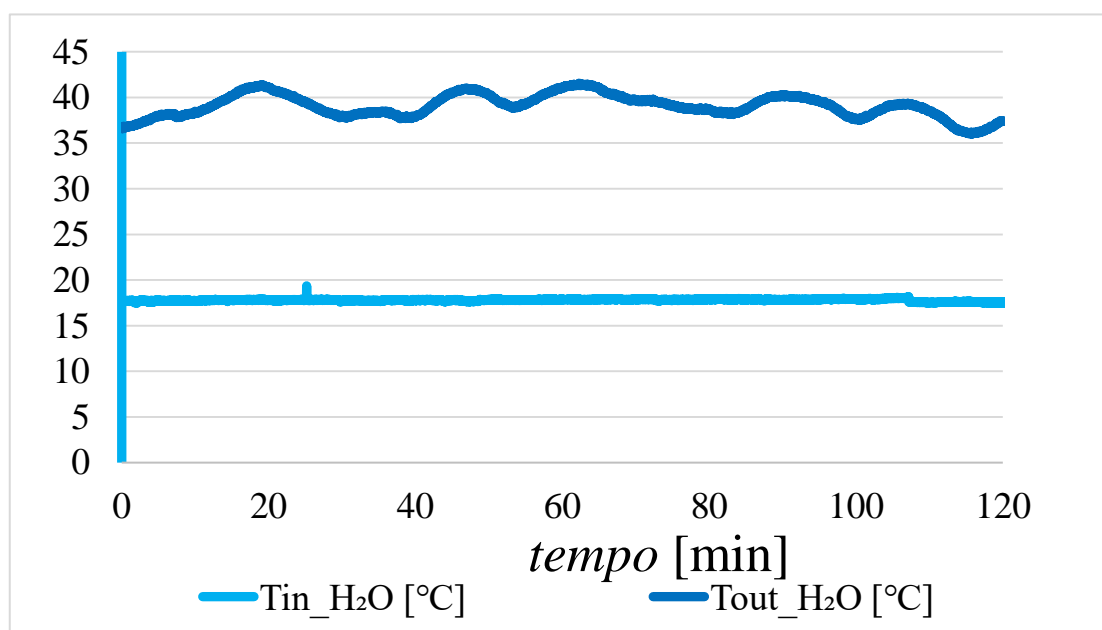


Figura D.27 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio V(3).

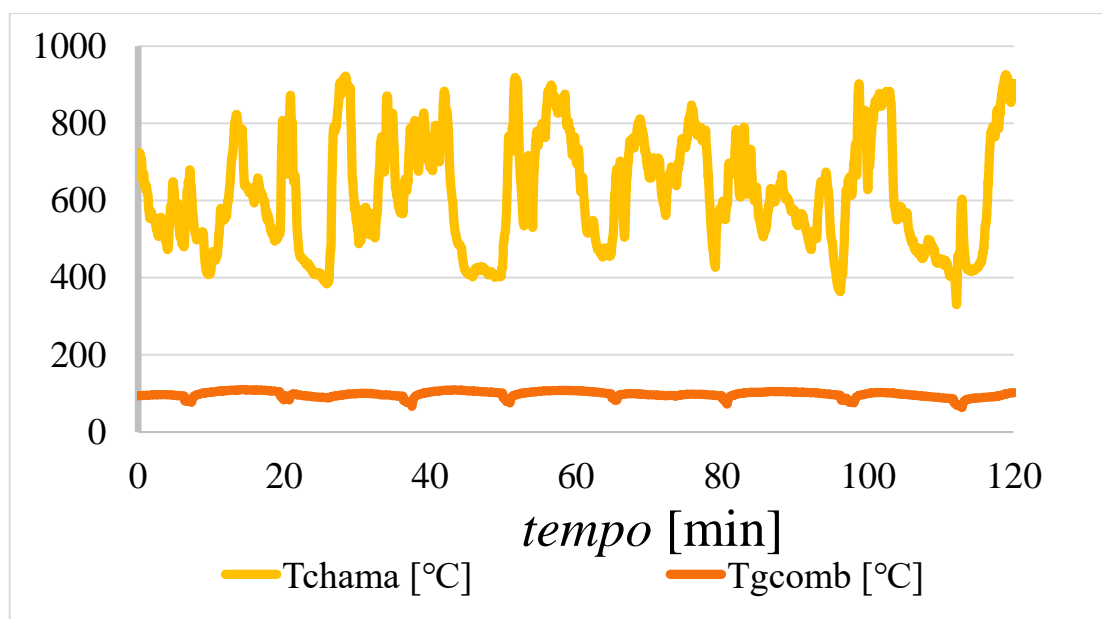


Figura D.28 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio V(3).

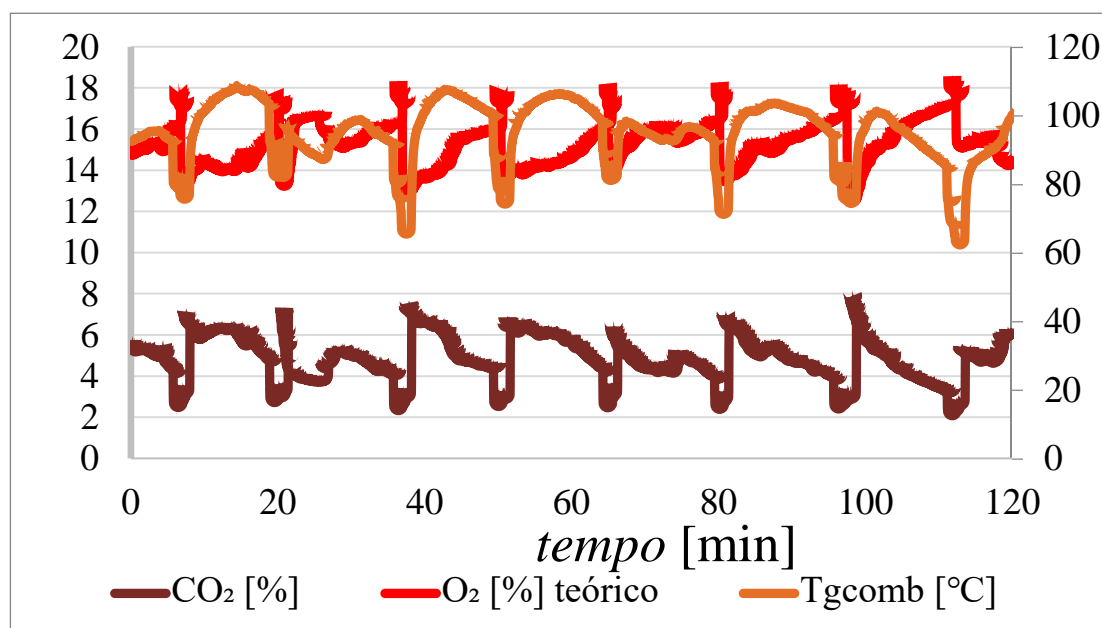


Figura D.29 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O₂ e CO₂, ensaio V(3).

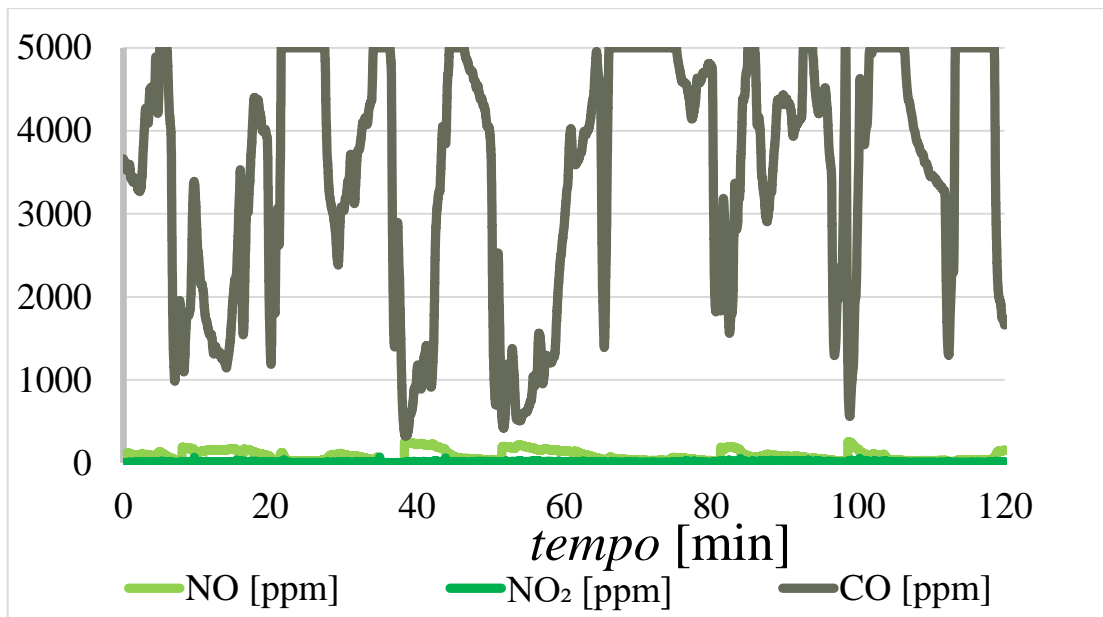


Figura D.30 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO₂ e NO e CO, ensaio V(3).

Ensaio V(4)

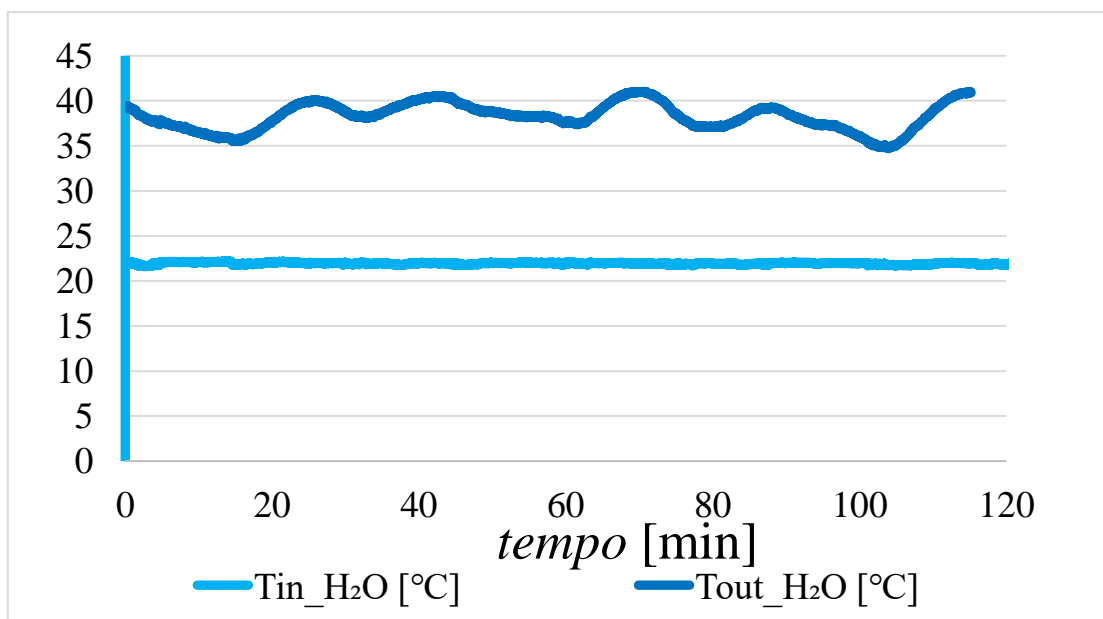


Figura D.31 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio V(4).

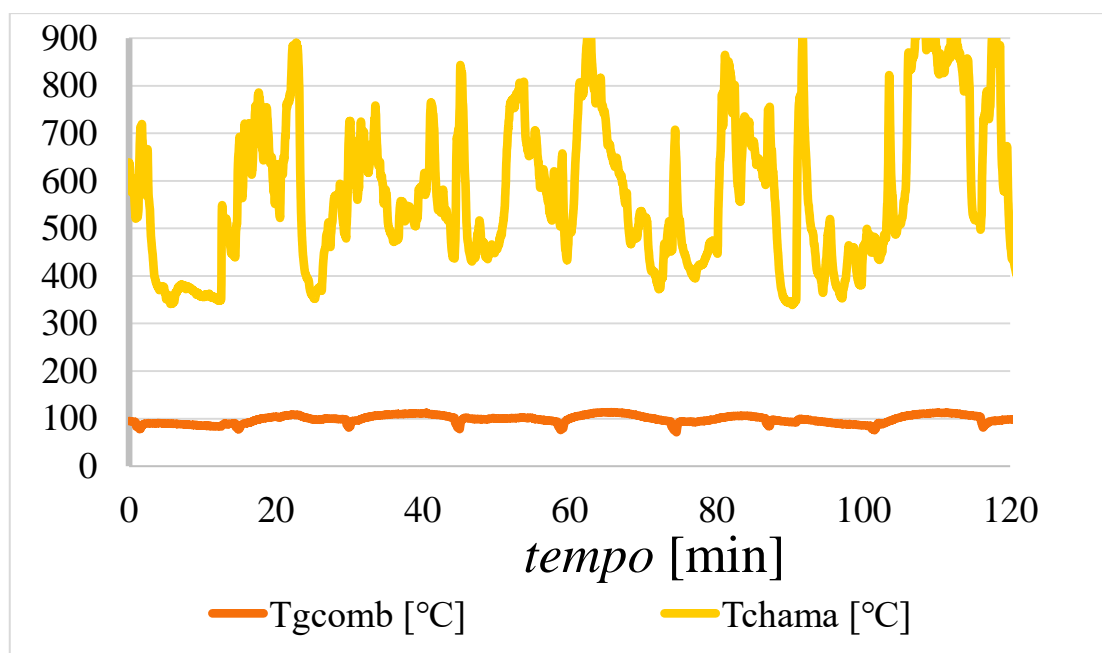


Figura D.32 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio V(4).

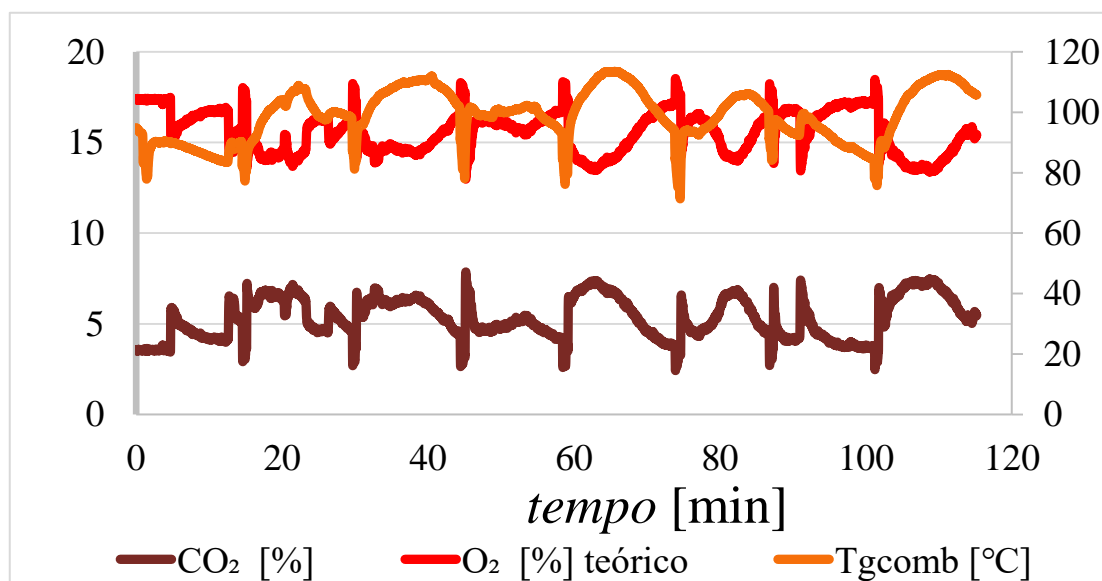


Figura D.33 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O₂ e CO₂, ensaio V(4).

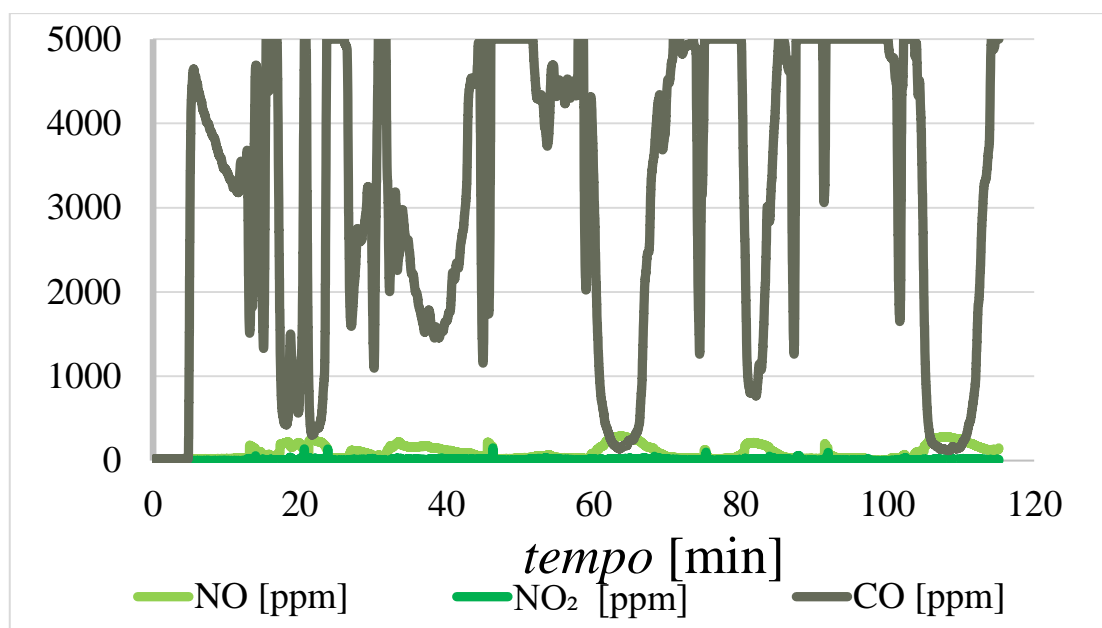


Figura D.34 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO_2 e NO e CO , ensaio V(4).

Ensaio V(5)

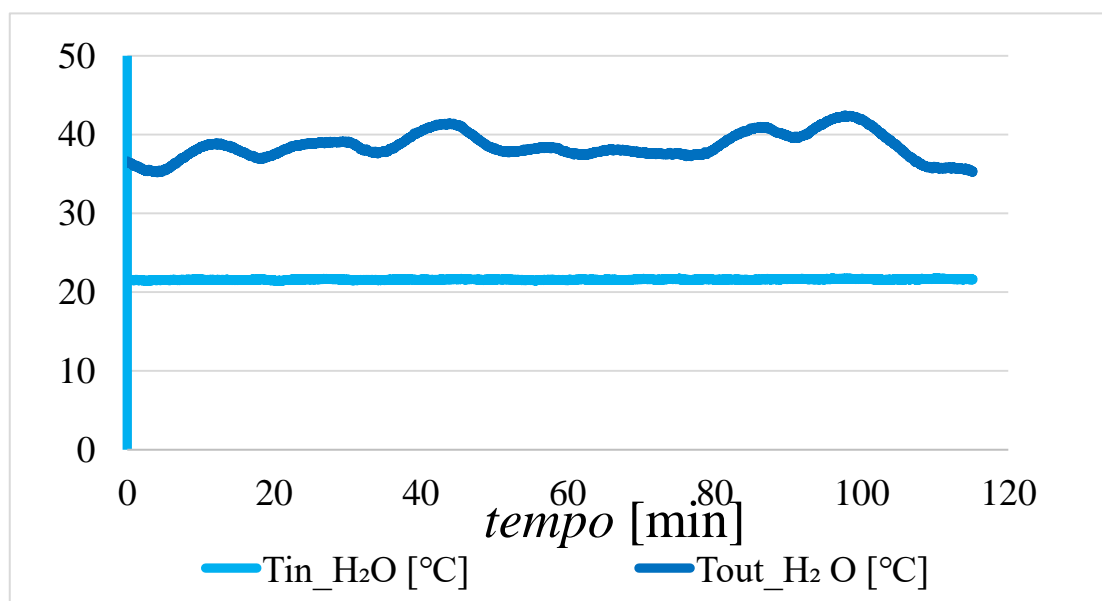


Figura D.35 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio V(5).

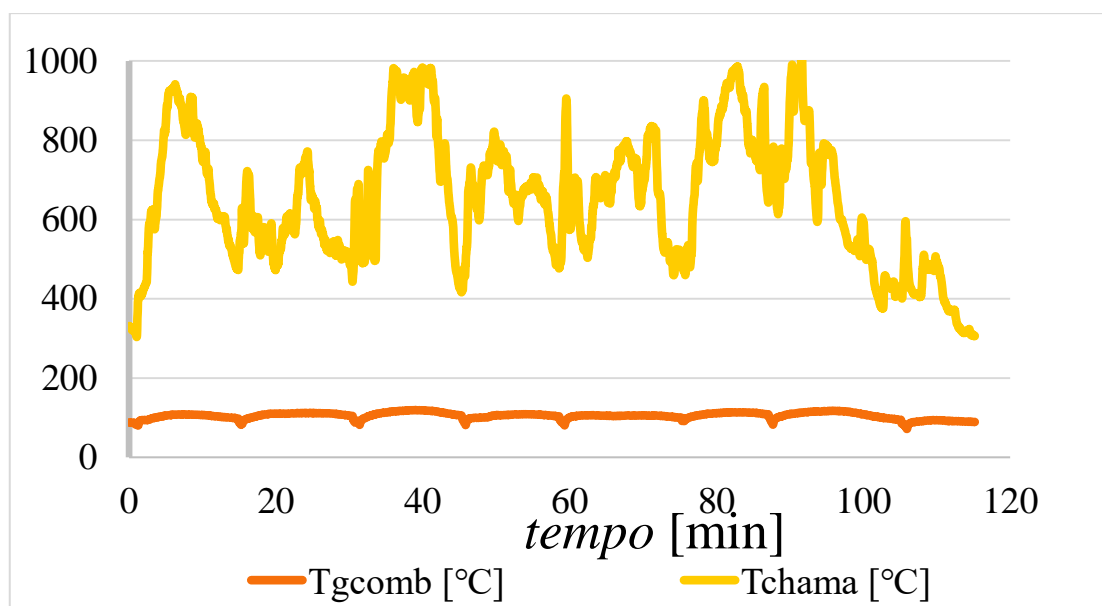


Figura D.36 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio V(5).

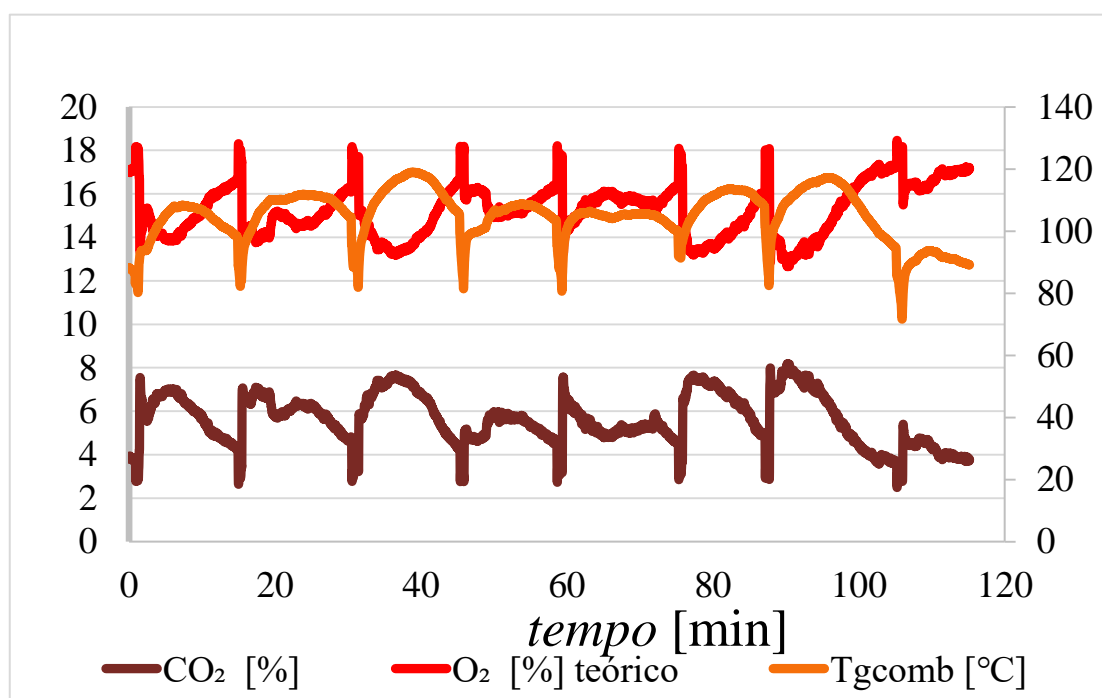


Figura D.37 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O_2 e CO_2 , ensaio V(5).

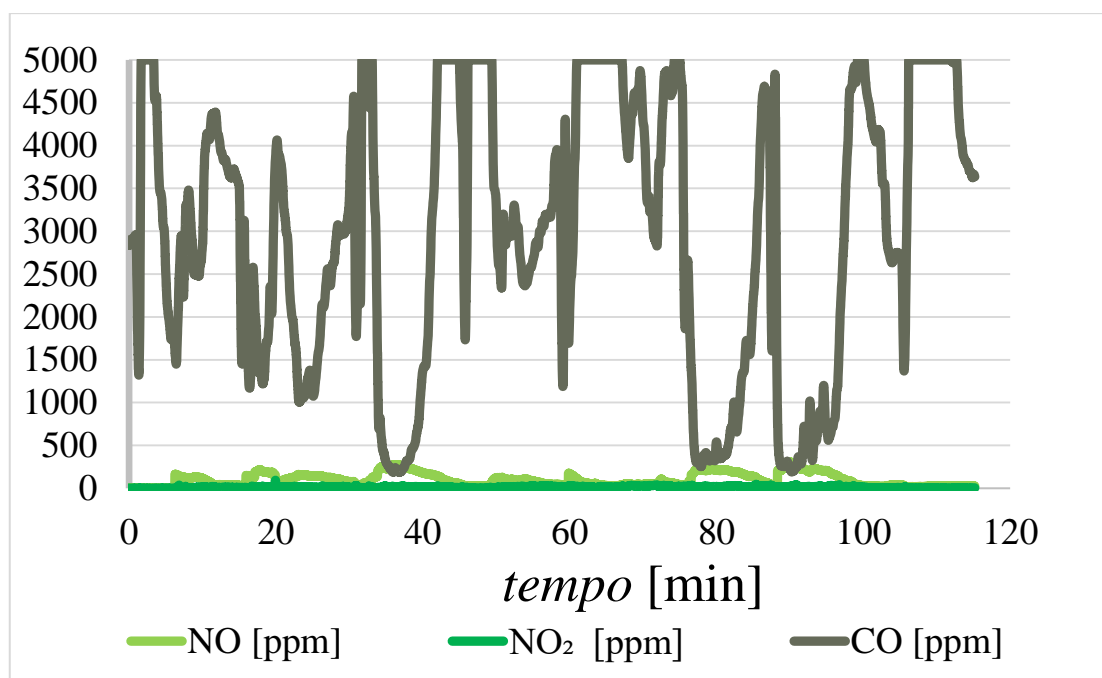


Figura D.38 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO_2 e NO e CO, ensaio V(5).

Ensaio K(q.1)

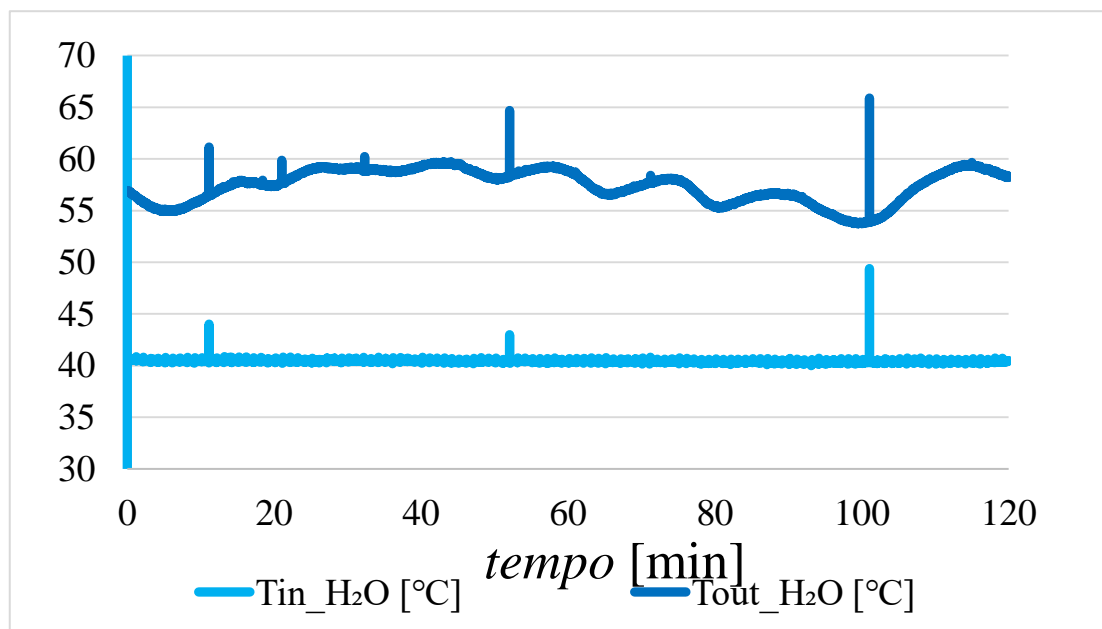


Figura D.39 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio K(q.1).

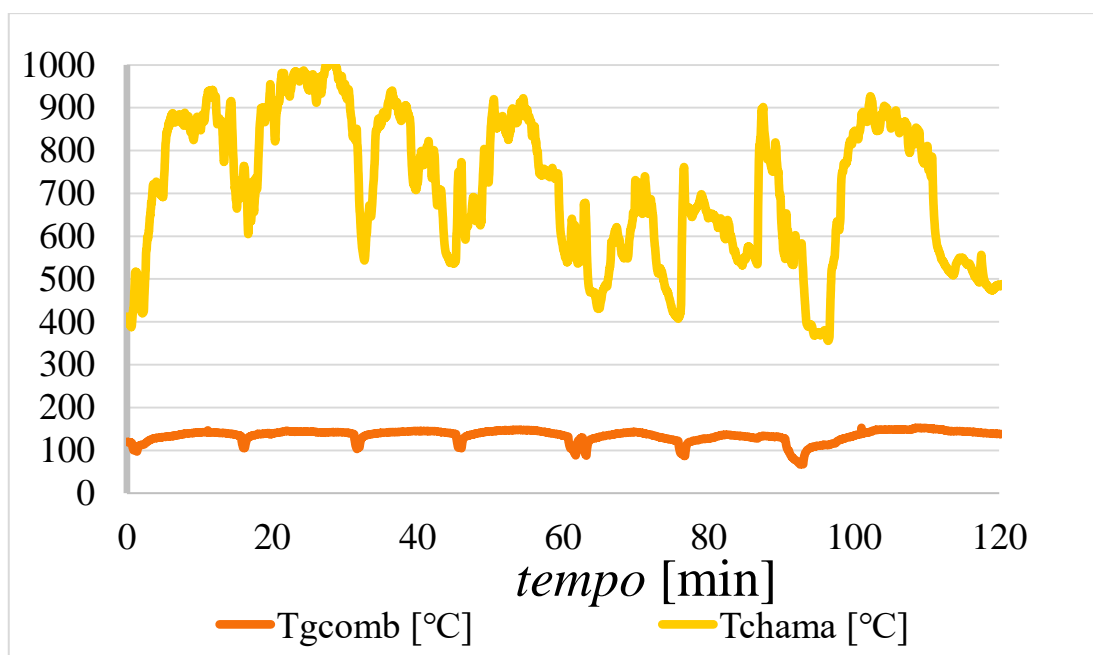


Figura D.40 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio K(q.1).

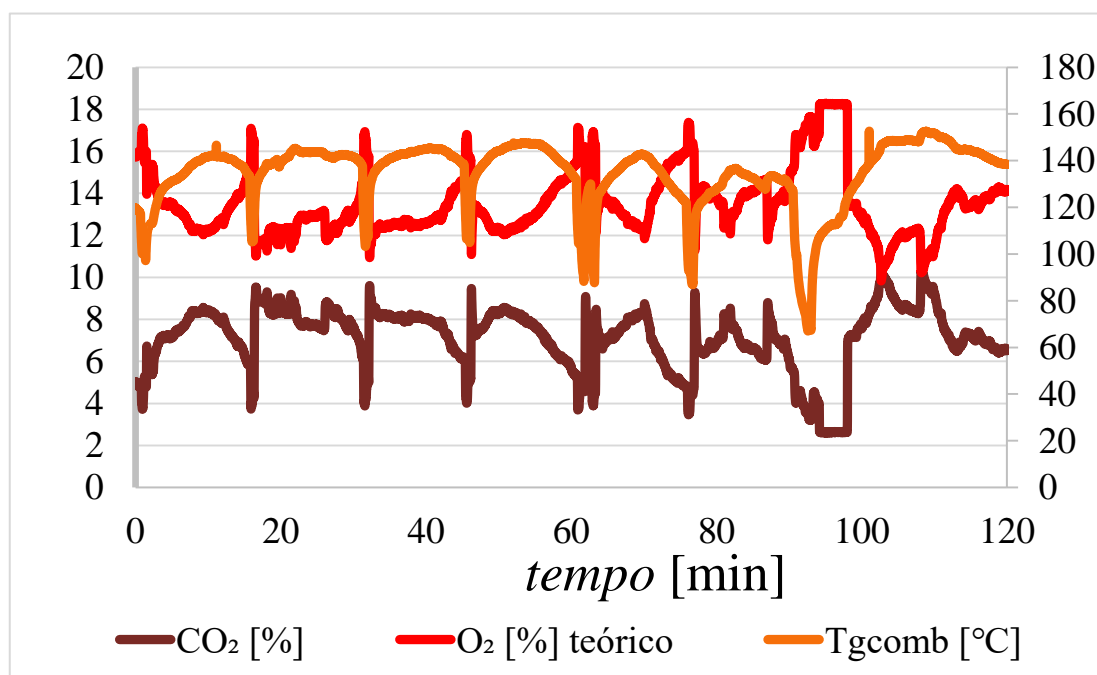


Figura D.41 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O_2 e CO_2 , ensaio K(q.1).

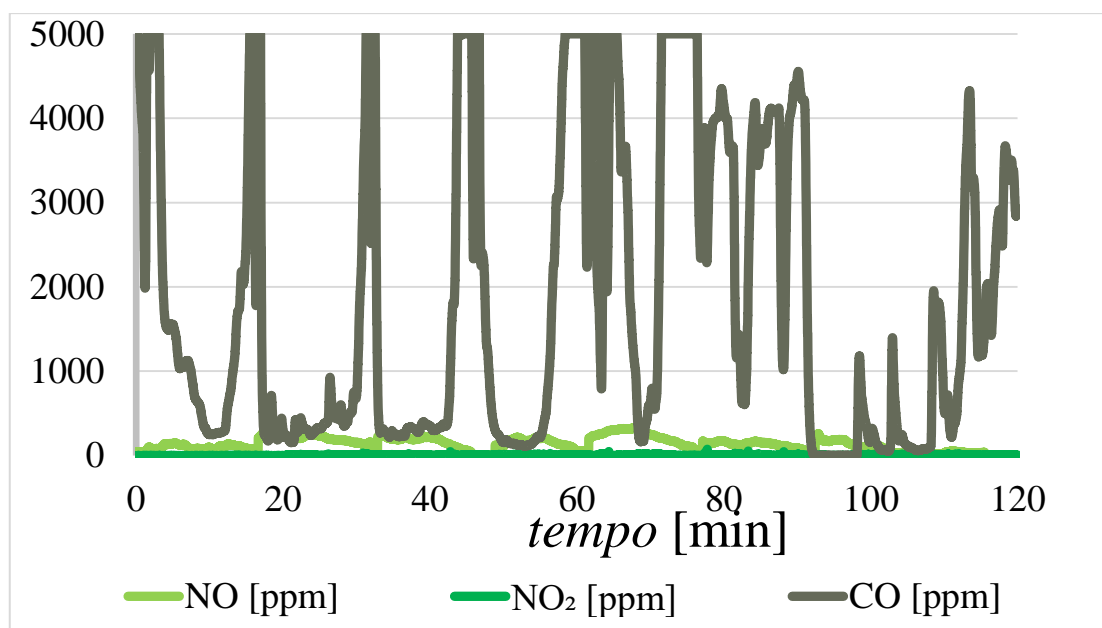


Figura D.42 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO_2 e NO e CO, ensaio K(q.1).

Ensaio K(t.1)

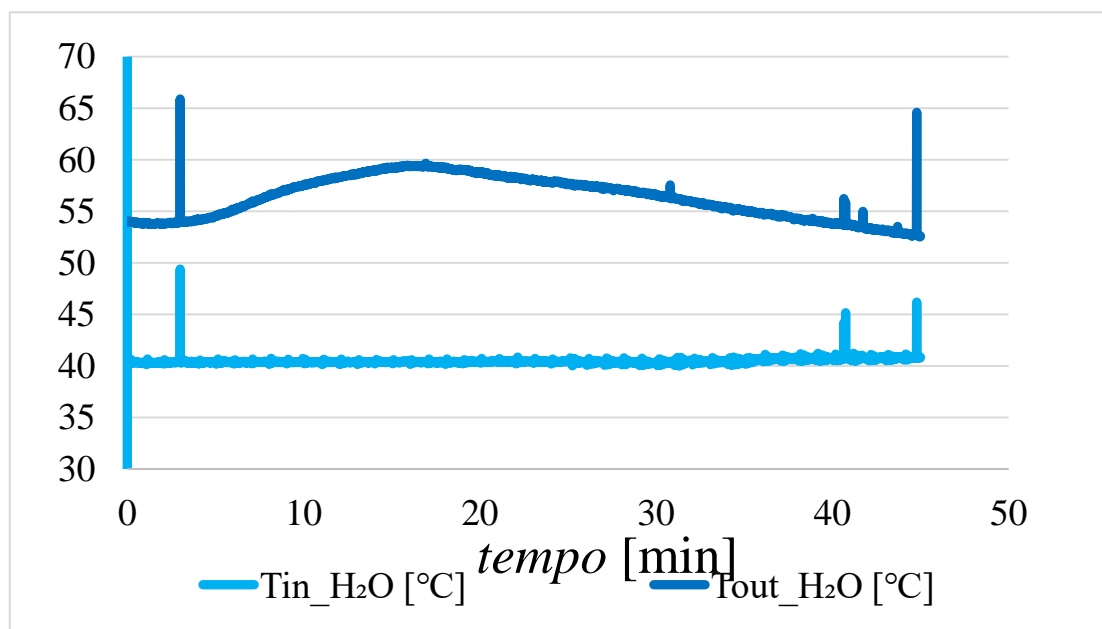


Figura D.43 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio K(t.1).

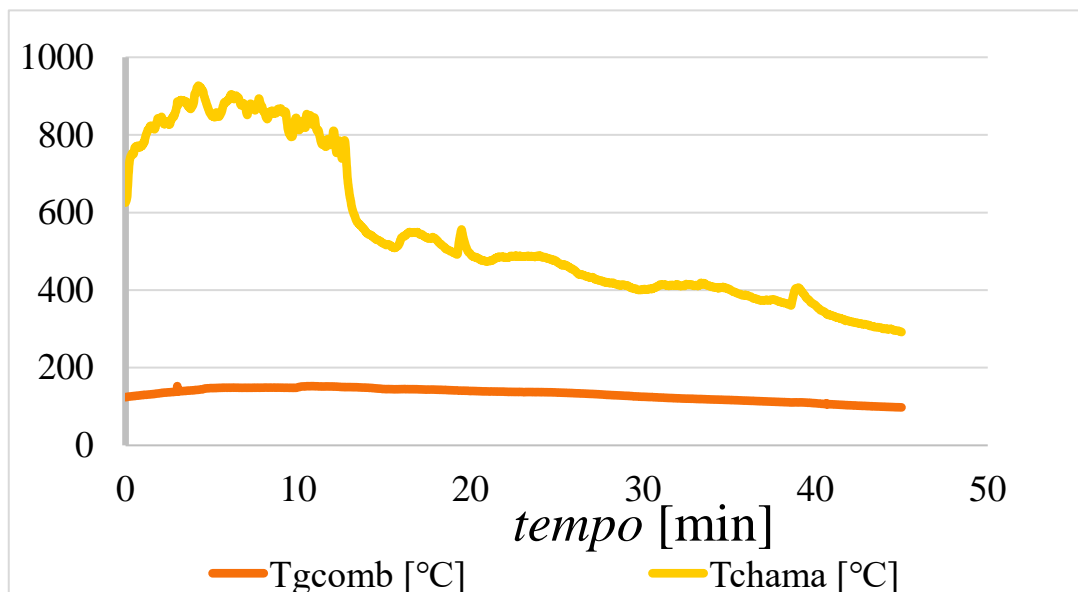


Figura D.44 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio K(t.1).

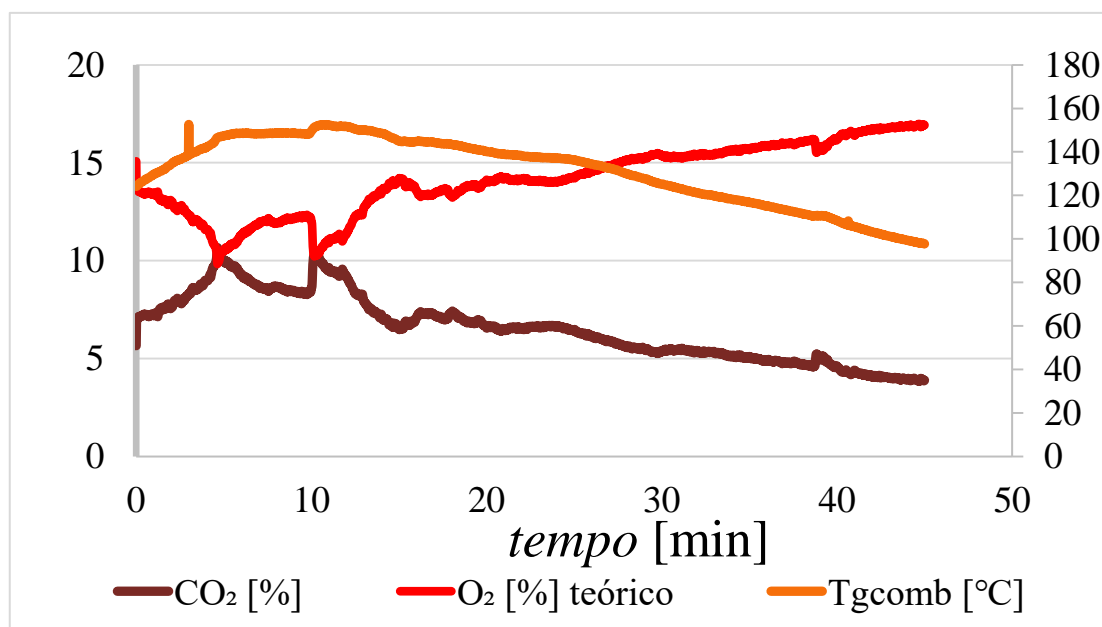


Figura D.45 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O₂ e CO₂, ensaio K(t.1).

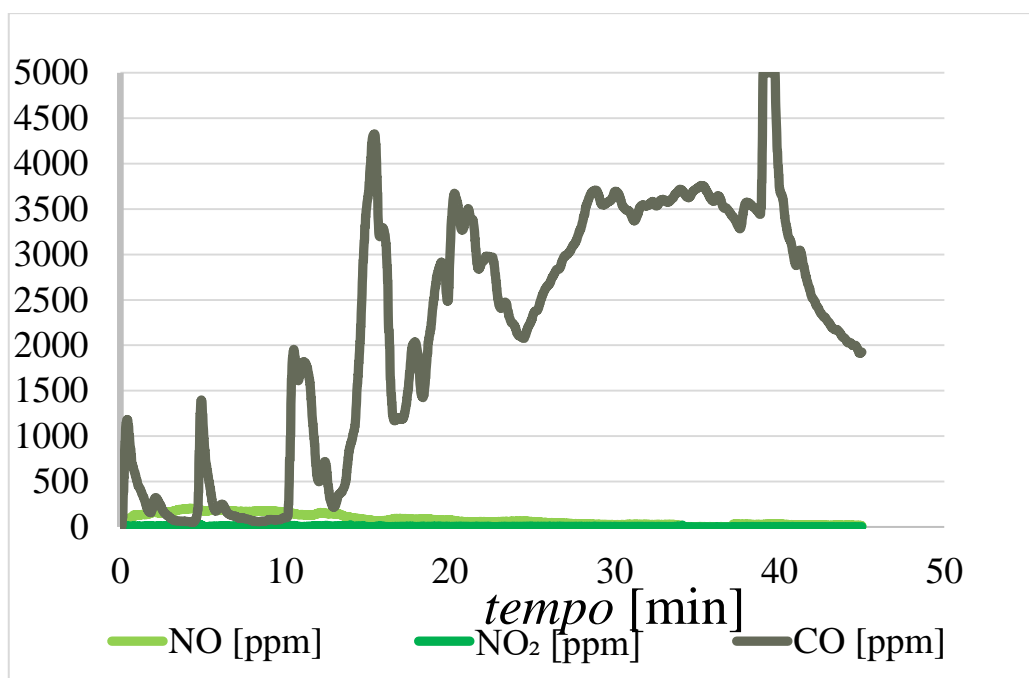


Figura D.46 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO₂ e NO e CO, ensaio K(t.1).

Ensaio V(q.1)

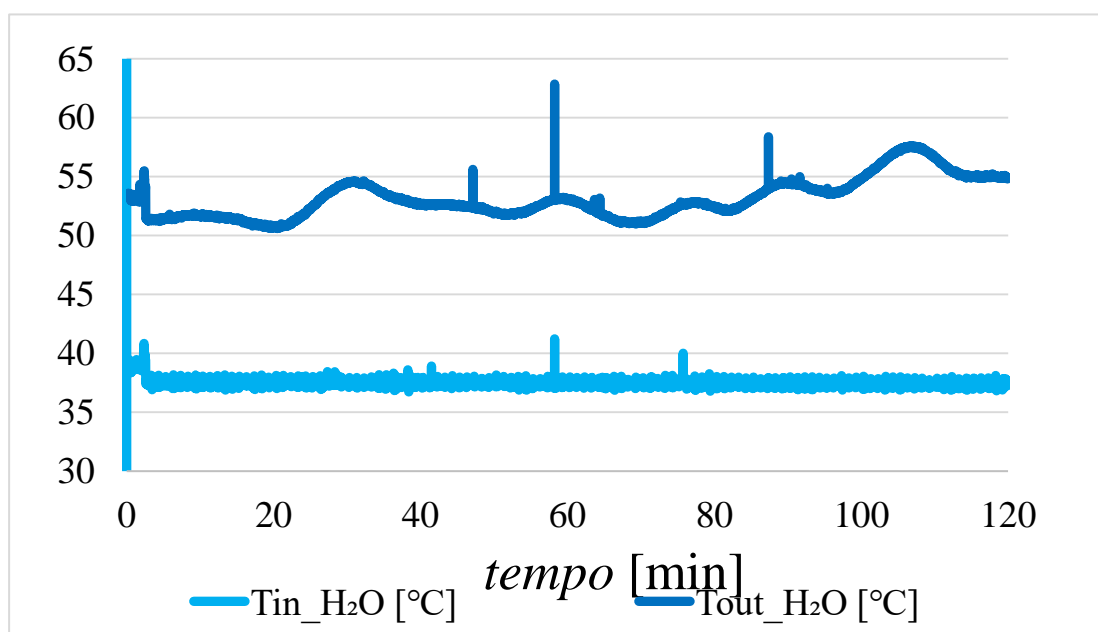


Figura D.47 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio V(q.1).

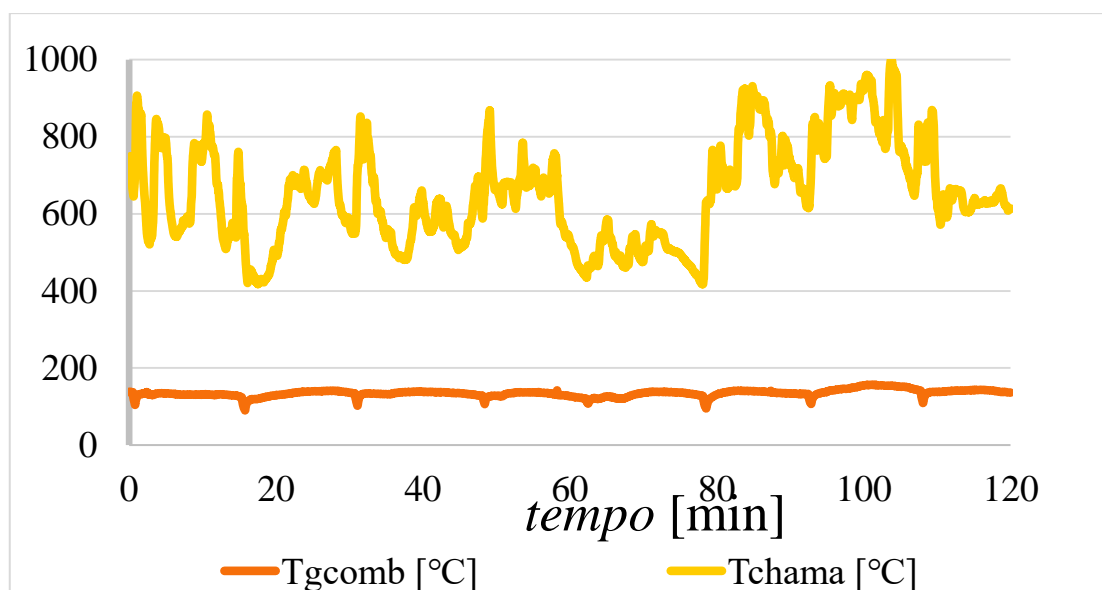


Figura D.48 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio V(q.1).

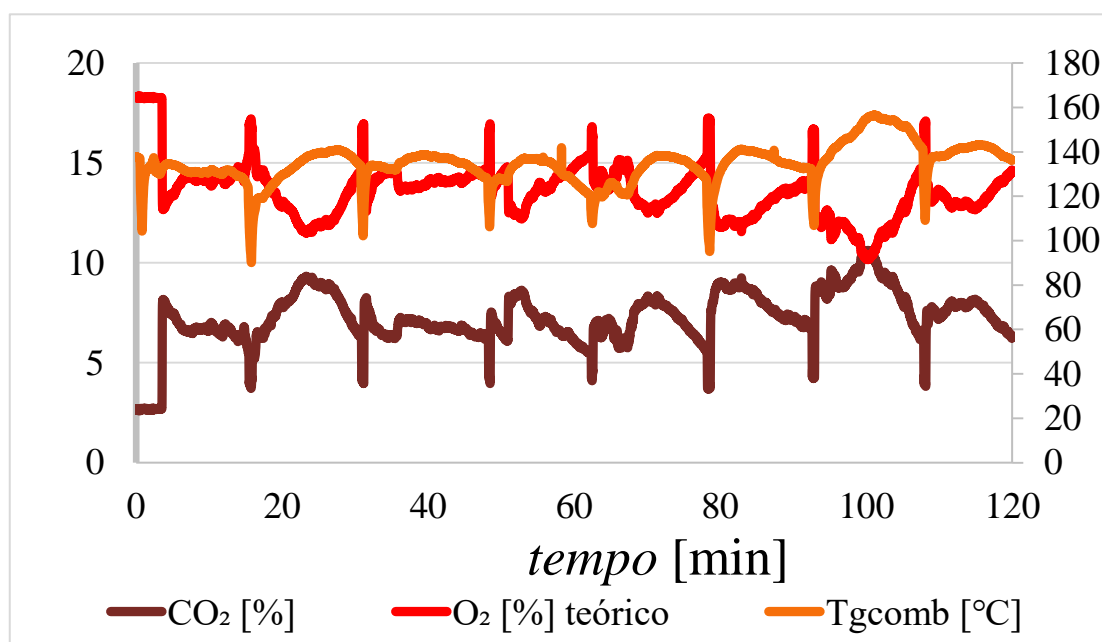


Figura D.49 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O₂ e CO₂, ensaio V(q.1).

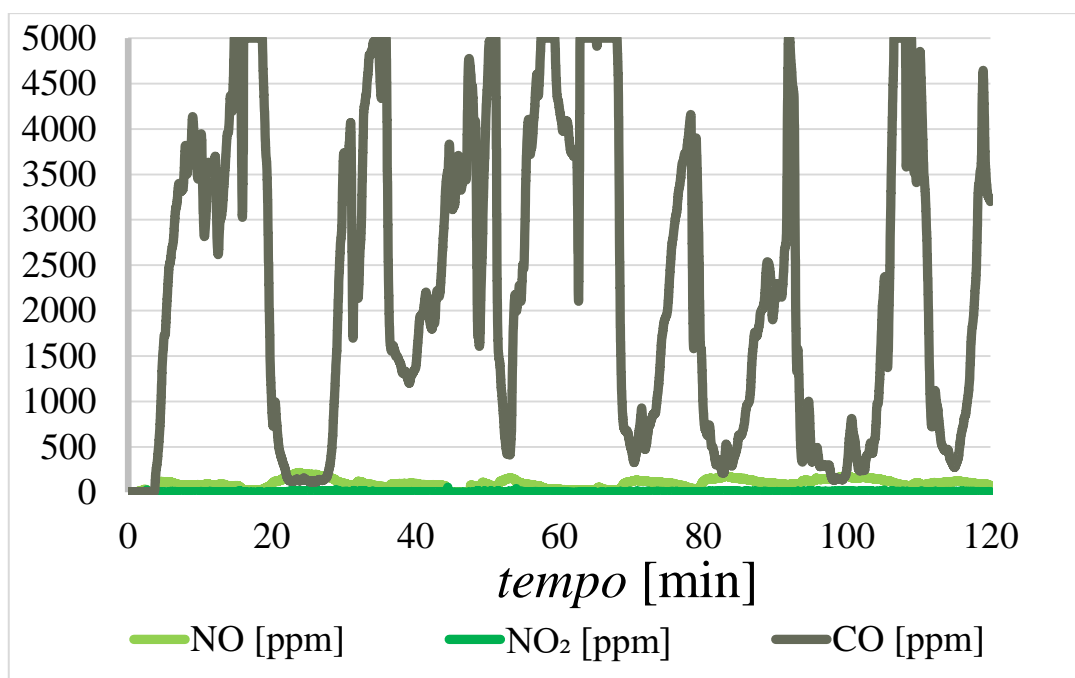


Figura D.50 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO₂ e NO e CO, ensaio V(q.1).

Ensaio V(t.1)

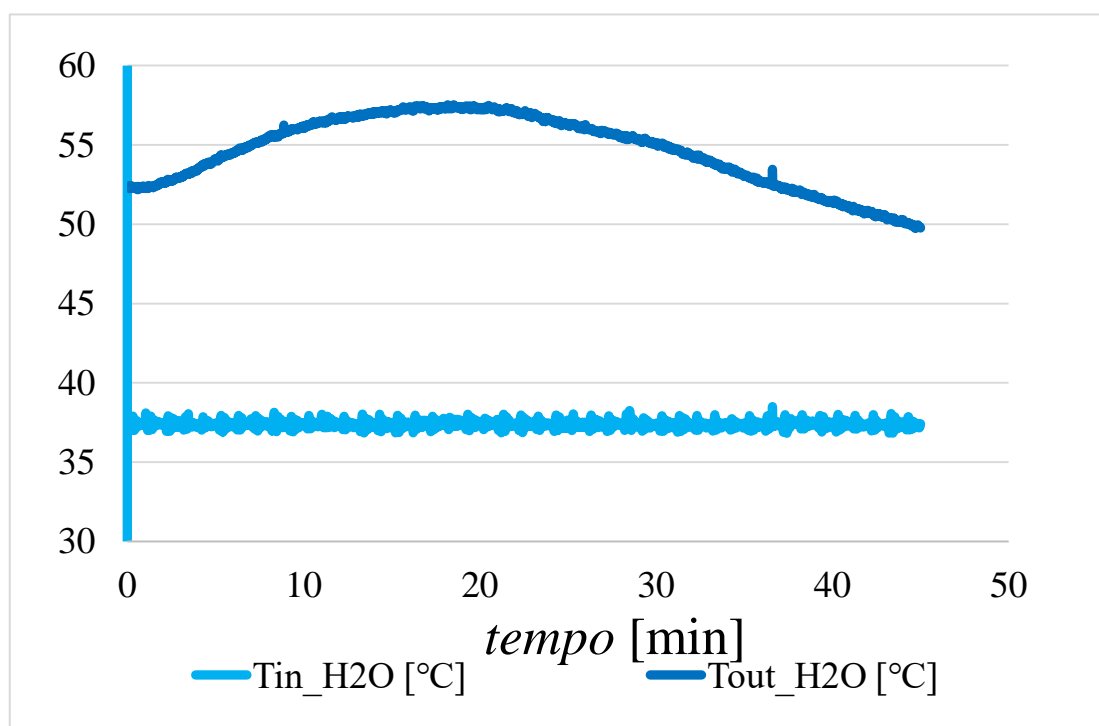


Figura D.51 - Evolução da temperatura de entrada e saída da água, ensaio V(t.1).

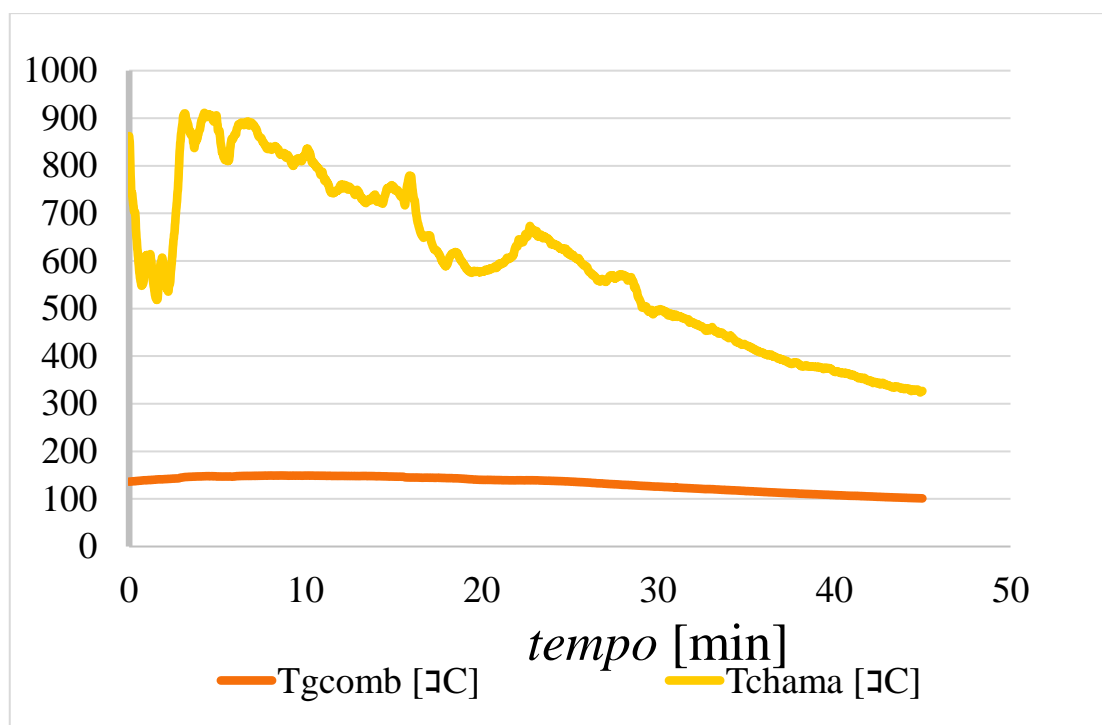


Figura D.52 - Evolução da temperatura de gases de combustão e de chama, ensaio V(t.1).

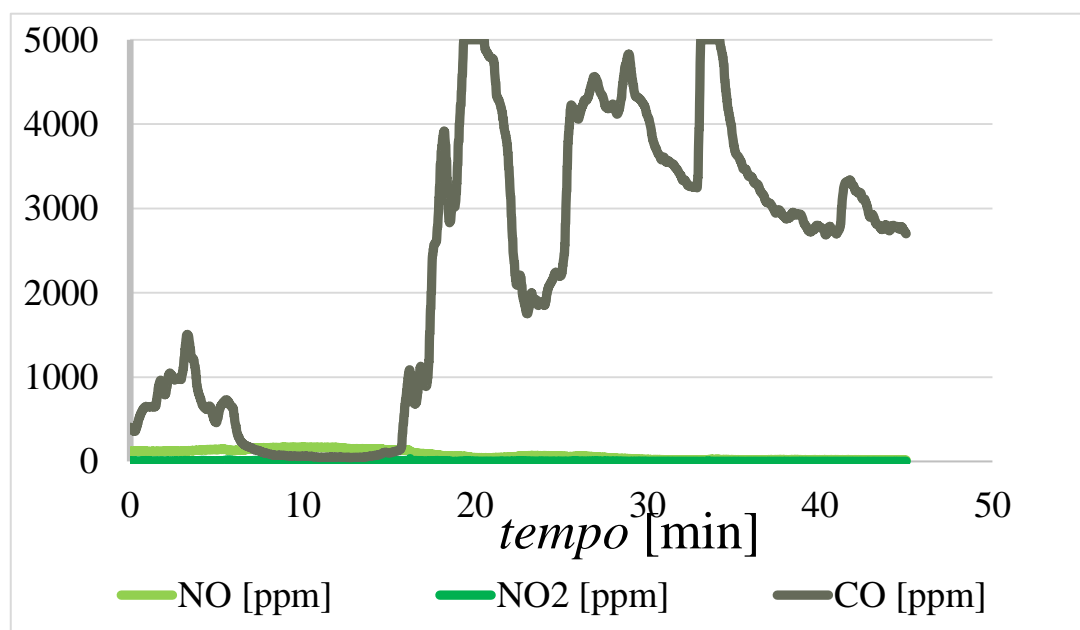


Figura D.53 - Evolução da temperatura de gases de combustão e fração volúmica em base seca de O_2 e CO_2 , ensaio V(t.1).

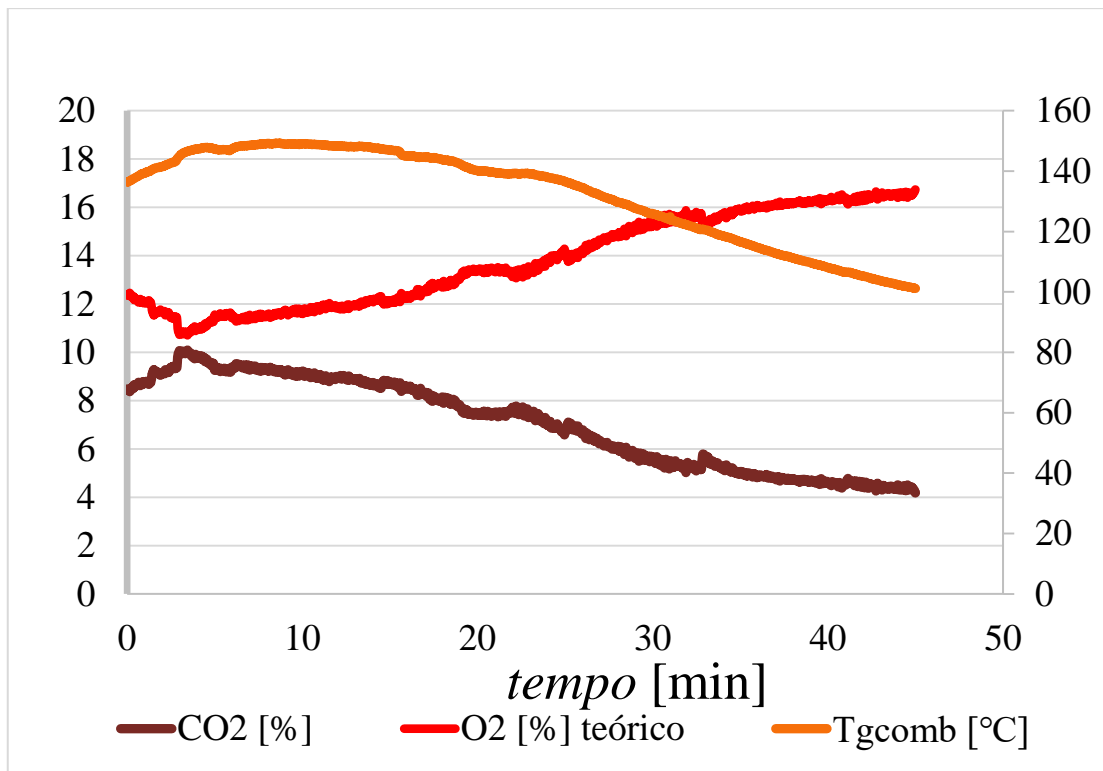


Figura D.54 - Evolução da fração volúmica em base seca de NO₂ e NO e CO, ensaio V(t.1).

Anexo E - Ensaios de taxa de queima

Tabela E.1 - Resultados do estudo pelo modelo de queima de partícula a tamanho constante

| Ensaio | Sh | ε | R^2 | $U_i(\text{Sh})[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ | $U_i(\dot{m}_{\text{ar seco}})[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ |
|-------------------|-------|---------------|-------|--|---|
| Videira (1) | 159,9 | 0,18 | 0,595 | 45,2 | 2,43 |
| Videira (2) | 72,13 | 0,55 | 0,069 | 4,88 | 0,99 |
| Kiwi (1) | 122,4 | 0,04 | 0,424 | 282 | 13,1 |
| Kiwi (2) | 112,0 | 0,38 | 0,214 | 20,7 | 1,86 |
| Pinho/Videira (1) | 236,7 | 0,06 | 0,749 | 4,81 | 4,81 |
| Pinho/Videira (2) | 94,04 | 0,56 | 0,234 | 4,26 | 0,57 |
| Pinho/Videira (3) | 51,54 | 1,05 | 0,619 | 1,92 | 0,56 |
| Pinho/Videira (4) | 104,9 | 0,66 | 0,381 | 13,9 | 0,90 |

Na Tabela E.1 verifica-se logo de início que os resultados não são concordantes para os ensaios com o mesmo material em nenhum dos casos. Os valores de Sh oscilam entre 50 e 250. No caso do Pinho/Videira, o ensaio 3 teve como estimativa de porosidade um valor superior a 1, sendo então desprezado uma vez que não foi possível obter-se valores aceitáveis. Outro resultado cuja validação é discutível é para o ensaio 1, também de mistura pinho/vide que apresenta 6% de porosidade. Esse valor estará provavelmente deflacionado pois apesar do pinho melhorar a compactação da briquete de videira pela presença de resinas, a proporção da mistura provavelmente não permitiria reduzir o volume de poros da amostra nesta magnitude.

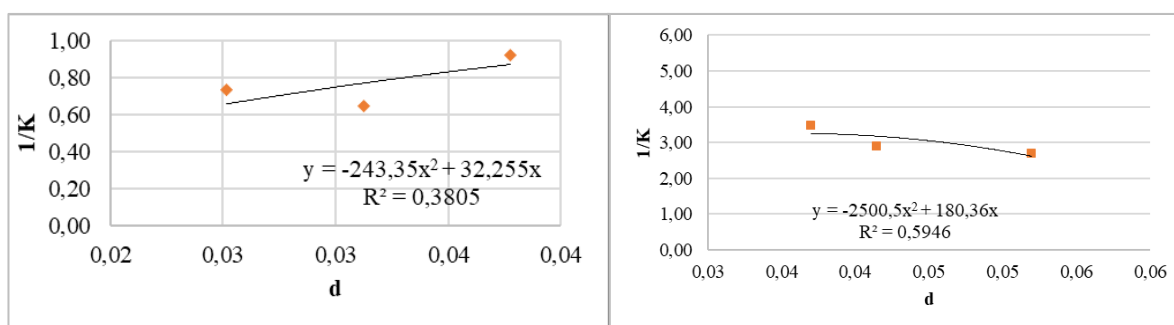


Figura E.1 - Ajuste polinomial a T_{chama} constante para: a) Ensaio Videira 1; b) Pinho/Videira 2